



TUGAS AKHIR – TM141585

**STUDI NUMERIK PERFORMA *SQUARE EDGE* DAN
QUADRANT EDGE ORIFICE FLOW METER DENGAN
VARIASI RASIO DIAMETER**

REINALDHY ADITHYA LEOPARD Z.
NRP. 2113 100 132

Dosen Pembimbing:
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT – TM141585

**NUMERICAL STUDIES OF SQUARE EDGE AND
QUADRANT EDGE ORIFICE FLOW METER
PERFORMANCE WITH DIAMETER RATIO
VARIATION**

REINALDHY ADITHYA LEOPARD Z.
NRP. 2113 100 132

Academic Supervisor:
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

BACHELOR DEGREE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

**STUDI NUMERIK PERFORMA *SQUARE EDGE* DAN
QUADRANT EDGE ORIFICE FLOW METER DENGAN
VARIASI RASIO DIAMETER**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

REINALDHY ADITHYA LEOPARD Z.

NRP. 2113 100 132

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. (Penguji I)
NIP. 197104051997021001
3. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. (Penguji II)
NIP. 196202161995121001

SURABAYA

JULI, 2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

STUDI NUMERIK PERFORMA *SQUARE EDGE* DAN *QUADRANT EDGE ORIFICE FLOW METER* DENGAN VARIASI RASIO DIAMETER

Nama Mahasiswa : Reinaldhy Adithya Leopard Z.
NRP : 2113 100 132
Jurusan : Teknik Mesin FTI ITS
Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

Di dalam proses industri, *flow meter* sangat erat kaitannya terhadap keberlangsungan operasional. Salah satu *flow meter* yang digunakan pada dunia industri ialah *orifice flow meter*. *Orifice flow meter* merupakan alat yang sering digunakan karena kelebihanannya seperti: *compact*, ekonomis, tidak adanya bagian yang bergerak, dan cocok untuk nilai laju aliran yang besar. Pelat *orifice* memiliki banyak variasi bentuk geometri yang penerapannya banyak digunakan terlepas dari standar ISO 5167-2(2003). Setiap bentuk variasi geometri pelat *orifice* tersebut memiliki nilai performanya seperti *discharge coefficient* (C_d) dan *permanent pressure loss*. Walaupun demikian, performa setiap variasi pelat *orifice* tersebut belum banyak dipelajari. Nilai *discharge coefficient* (C_d) *flow meter* merupakan fungsi dari geometri, rasio diameter (β) dan bilangan *Reynolds*. Oleh karena itu, perlu adanya komparasi setiap variasi bentuk dari pelat *orifice* untuk optimasi operasional. Di industri yang berkaitan erat dengan fluida viskositas tinggi, sering berhadapan dengan aliran yang memiliki nilai bilangan *Reynolds* yang rendah. Hal tersebut juga belum banyak dipelajari dan perlu adanya pembelajaran lebih lanjut.

Di dalam studi kali ini, karakteristik aliran di dalam *orifice* dievaluasi menggunakan simulasi numerik. Simulasi numerik dilakukan dengan menggunakan *software* CFD Ansys Fluent 6.3.26 dengan bantuan Gambit untuk membuat geometri dan

meshing. Simulasi numerik dilakukan dengan model 3D dari *square edge orifice flow meter* dan *quadrant edge orifice flow meter* dengan rasio diameter (β) 0.5 dan 0.7 pada masing masing bentuk geometri. Kasus pada penelitian ini menggunakan bilangan *Reynolds* pada 5×10^3 dan 5×10^4 . Kondisi aliran *steady flow* dan model *viscous* menggunakan *standard k-epsilon*. Parameter utama yang dievaluasi meliputi *discharge coefficient* (C_d) dan *permanent pressure loss*.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa *quadrant edge orifice* memiliki kinerja yang lebih baik dari pada *square edge orifice*. *Discharge coefficient* (C_d) *quadrant edge orifice* cenderung konstan pada 0.746 di $\beta = 0.5$ dan 0.765 di $\beta = 0.7$. Sedangkan pada *square edge orifice*, *discharge coefficient* (C_d) turun dari 0.644 - 0.628 pada $\beta = 0.5$ dan 0.693 - 0.646 pada $\beta = 0.7$ saat nilai Re meningkat. Nilai *permanent pressure loss* cenderung konstan dengan kenaikan nilai Re tetapi turun jika β membesar. Hal tersebut berlaku di semua geometri. *Quadrant edge orifice* memiliki nilai *permanent pressure loss* yang lebih rendah 3.25% dibandingkan *square edge orifice*.

Kata kunci: *Orifice*, Bentuk geometri, Rasio diameter, Bilangan *Reynolds*, *Discharge coefficient* (C_d), *Permanent pressure loss*

NUMERICAL STUDIES OF SQUARE EDGE AND QUADRANT EDGE ORIFICE FLOW METER PERFORMANCE WITH DIAMETER RATIO VARIATION

Student Name : Reinaldhy Adithya Leopard Z.
Student ID : 2113 100 132
Department : Mechanical Engineering
Academic Supervisor : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

In industrial process, flow meter is closely related to operational sustainability. One of the flow meter used in industry is orifice flow meter. Orifice flow meter is a tool that is often used because of its advantages such as: compact, economical, no moving or rotating parts and suitable for large flow rate values. Orifice plate has many variations of geometric shape which applications are widely used regardless of ISO 5167-2 standard. Each form of geometric variation of the orifice has performance values such as coefficient of discharge (C_d) and permanent pressure loss. However, the performance of each orifice plate geometric variation has not been widely studied. The value of the coefficient of discharge (C_d) flow meter is a function of geometry, ratio of diameter (β) and Reynolds number. Therefore, it is necessary to study further the variation of the shape of the orifice plate for operational optimization. In industries closely related to high viscosity fluids, they often deal with streams that have a low Reynolds number. It is also needed to study further.

In this study, the flow characteristics in the orifices were evaluated using numerical simulations. Numerical simulations were performed using the Ansys Fluent 6.3.26 CFD software with the help of Gambit to create geometry and meshing. Numerical simulations were performed on 3D models of square edge orifice

flow meter and quadrant edge orifice flow meter with diameter ratio (β) of 0.5 and 0.7 in each geometric shape. The models were analyzed on Reynolds number ranging from 5×10^3 and 5×10^4 using steady flow condition and the standard k-epsilon viscous model. The main parameters evaluated include discharge coefficient (C_d) and permanent pressure loss.

The simulation result indicates that the quadrant edge orifice yields better performance than square edge orifice. For the predetermined Re and β values, the coefficient of discharge (C_d) of the quadrant edge orifice stays constant at 0.746 at $\beta = 0.5$ and 0.765 at $\beta = 0.7$, while the square edge orifice shows decreasing C_d values ranging from 0.644 – 0.628 at $\beta = 0.5$ and 0.693 - 0.646 at $\beta = 0.7$ as the Re number increases. Permanent pressure loss shows a similar trend with increasing Re ; however, permanent pressure loss falls if β falls across all orifice geometry shapes. Quadrant edge orifice has a lower permanent pressure loss value of 3.25% than the square edge orifice.

Keyword: Orifice, Geometric shape, Diameter ratio, Reynolds number, Coefficient of discharge, Permanent pressure loss

KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala yang telah memberikan rahmat dan hidayah kepada Penulis untuk dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam kesempatan ini, Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

- Bapak Ir. *Bambang Pramujati*, M.Sc.Eng., Ph.D. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis.
- Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. dan Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T., selaku dosen penguji Tugas Akhir penulis.
- Orang tua penulis, Papah Ir. Zakariya dan Mamih Lilis Pujiani.
- Adik-adik penulis, Kakak Muhammad Taufik Naufal Zakariya dan Dedek Muhammad Rifqi Firdaus Zakariya.
- Karina Rahma Suryani, Rasyid Ridha, Arifandi Rachmadiyan, Christoper Gunawan, Angga Eka Wahyu Ramadan, Zajuba Sakina Dahmani, Anang Saputra Panjaitan, dan teman-teman seperjuangan TA penulis.
- Keluarga besar Teknik Mesin ITS
- Keluarga besar dan teman-teman Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida
- Teman-teman angkatan 2013 (M56) Teknik Mesin ITS
- Keluarga besar dan teman-teman *volunteer* ITS International Office.

- Teman-teman Mechanical Engineering English Community (MEC).

Penulisan Tugas Akhir ini jauh dari kata sempurna karena keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis. Penulis sangat terbuka terhadap saran dan kritik yang membangun demi perbaikan tulisan ini. Akhir kata, semoga penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xiii
NOMENKLATUR	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 Batasan Masalah	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 <i>Flow Meter</i>	7
2.1.1 <i>Differential Pressure Flow Meter</i>	7
2.1.2 <i>Pelat Orifice</i>	8
2.2 Karakteristik Aliran pada <i>Pelat Orifice & Vena Contracta</i>	11
2.3 Persamaan pada <i>Orifice Flow Meter</i>	12
2.3.1 <i>Discharge Coefficient (C_d)</i>	15
2.3.2 <i>Bilangan Reynolds</i>	17
2.4 <i>Permanent Pressure Loss</i>	19
2.5 Penelitian Terdahulu	21

BAB 3 METODE PENELITIAN	29
3.1 Geometri Pelat <i>Orifice</i>	29
3.2 Metode Numerik	30
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	37
4.1 Validasi	37
4.2 <i>Grid Independency Study</i>	38
4.3 Distribusi Kecepatan	40
4.4 Distribusi Tekanan	41
4.5 <i>Vena Contracta & Reattachment Point</i>	47
4.6 <i>Permanent Pressure Loss & Loss Coefficient (K_L)</i>	51
4.7 <i>Discharge Coefficient (C_d) & Flow Coefficient (K)</i>	56
BAB 5 KESIMPULAN	59
5.1 Kesimpulan	59
5.2 Saran	60
DAFTAR PUSTAKA	61
BIODATA PENULIS	63

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Posisi <i>pressure tap</i> pada <i>orifice flow meter</i>	8
Gambar 2.2 Geometri pelat <i>orifice</i> sesuai standar <i>International Organization for Standardization</i>	9
Gambar 2.3 <i>Concentric, eccentric, & segmental orifice</i>	10
Gambar 2.4 <i>Quadrant edge orifice & conical edge orifice</i>	10
Gambar 2.5 <i>Streamline</i> melalui pelat <i>Orifice</i>	11
Gambar 2.6 Posisi <i>vena contracta</i> dan <i>reattachment point</i> pada geometri pelat <i>orifice</i> berbeda; $\beta = (d/D) = 0.8, 0.6, \text{ dan } 0.5$	12
Gambar 2.7 <i>Control volume</i> analisa pada <i>flow meter</i>	13
Gambar 2.8 Tipikal grafik hubungan antara <i>discharge coefficient</i> (C_d) dan bilangan <i>Reynolds</i> rendah.	16
Gambar 2.9 Grafik hubungan antara <i>discharge coefficient</i> (C_d) dan bilangan <i>Reynolds</i> dari persamaan 2.12.	17
Gambar 2.10 Profil kecepatan pada aliran laminar dan turbulen.	18
Gambar 2.11 Distribusi tekanan sepanjang <i>flow meter</i>	19
Gambar 2.12 Grafik <i>permanent pressure loss</i> macam-macam jenis <i>differential flow meter</i>	20
Gambar 2.13 Grafik <i>maximum pressure drop</i> dan <i>irrecoverable pressure drop</i> pada tebal pelat <i>orifice</i> $t = 10 \text{ mm}$	21
Gambar 2.14 Grafik <i>maximum pressure drop</i> dan <i>irrecoverable pressure drop</i> pada tebal pelat <i>orifice</i> $t = 20 \text{ mm}$	21
Gambar 2.15 Pola distribusi tekanan pada <i>irrecoverable pressure drop</i> ideal dan aktual.	22
Gambar 2.16 Grafik <i>discharge coefficient</i> (C_d) pelat <i>orifice</i> $t = 10 \text{ mm}$	23
Gambar 2.17 Grafik <i>discharge coefficient</i> (C_d) pelat <i>orifice</i> $t = 20 \text{ mm}$	23
Gambar 2.18 Grafik <i>discharge coefficient</i> (C_d).....	24
Gambar 2.19 Komparasi profil kecepatan dan tekanan dengan perbedaan skema numerikal pada model <i>viscous k-epsilon</i> dan RSM.	26

Gambar 2.20 Komparasi profil kecepatan dan tekanan dengan skema numerikal SOU pada <i>k-epsilon model</i> dan RSM.....	26
Gambar 2.21 Grafik <i>discharge coefficient</i> (C_d) <i>quadrant edge orifice</i> dan <i>square edge orifice</i> pada $\beta = 0.25$, $\beta = 0.39$, dan $\beta = 0.51$	27
Gambar 3.1 Geometri <i>square edge orifice</i>	30
Gambar 3.2 Geometri <i>quadrant edge orifice</i>	30
Gambar 3.3 Skema simulasi CFD pelat <i>orifice</i> dengan dimensi geometri $L = 20D$	32
Gambar 3.4 Tampak depan geometri dan <i>meshing</i> pada pelat <i>orifice</i> (<i>square edge orifice</i> $\beta = 0.5$).....	33
Gambar 3.5 Tampak samping geometri dan <i>meshing</i> pada pelat <i>orifice</i> (<i>square edge orifice</i> $\beta = 0.5$)	33
Gambar 3.6 Tampak isometri geometri dan <i>meshing</i> pada pelat <i>orifice</i> (<i>square edge orifice</i> $\beta = 0.5$).....	34
Gambar 3.7 Tampak samping geometri dan <i>meshing</i> pada pelat <i>orifice</i> (<i>quadrant edge orifice</i> $\beta = 0.5$).....	34
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> penelitian.....	35
Gambar 4.1 Validasi distribusi tekanan.....	38
Gambar 4.2 Validasi distribusi kecepatan pada <i>centerline</i>	38
Gambar 4.3 Grafik <i>maximum velocity</i> dan <i>error</i> fungsi jumlah <i>grid</i>	39
Gambar 4.4 Distribusi kecepatan pada <i>centerline square edge orifice</i> beserta validasi.....	42
Gambar 4.5 Distribusi <i>centerline velocity quadrant edge orifice</i>	42
Gambar 4.6 Distribusi kecepatan pada <i>centerline orifice</i> pada $Re = 5 \times 10^3$	43
Gambar 4.7 Distribusi kecepatan pada <i>centerline orifice</i> pada $Re = 5 \times 10^4$	43
Gambar 4.8 Kontur kecepatan (m/s) pada <i>square edge orifice</i> $\beta = 0.5$ dan 0.7 dan <i>quadrant edge orifice</i> $\beta = 0.5$ dan 0.7 pada $Re = 5 \times 10^3$	44

Gambar 4.9 Kontur kecepatan (m/s) pada <i>square edge orifice</i> $\beta = 0.5$ dan 0.7 dan <i>quadrant edge orifice</i> $\beta = 0.5$ dan 0.7 pada $Re = 5 \times 10^4$.	44
Gambar 4.10 Distribusi <i>centerline static pressure square edge orifice</i> beserta validasi.	45
Gambar 4.11 Distribusi <i>centerline static pressure quadrant edge orifice</i> .	45
Gambar 4.12 Distribusi <i>centerline static pressure orifice</i> pada $Re = 5 \times 10^3$.	46
Gambar 4.13 Distribusi <i>centerline static pressure orifice</i> pada $Re = 5 \times 10^4$.	46
Gambar 4.14 <i>Velocity profile</i> melewati <i>orifice</i> (<i>Square edge orifice</i> ; $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^3$).	48
Gambar 4.15 <i>Streamline</i> dan distribusi tekanan di komparasi rasio diameter (β) <i>orifice</i> .	50
Gambar 4.16 <i>Streamline</i> dan distribusi tekanan di komparasi bilangan <i>Reynolds</i> pada <i>orifice</i> .	50
Gambar 4.17 <i>Streamline</i> dan distribusi tekanan di komparasi geometri <i>orifice</i> .	51
Gambar 4.18 Vektor kecepatan (m/s) dan pada <i>vena contracta square edge orifice</i> ; $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^4$.	52
Gambar 4.19 Kontur tekanan (Pa) <i>square edge orifice</i> ; $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^4$.	54

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Variasi parameter penelitian.....	31
Tabel 3.2 Nilai parameter simulasi.....	32
Tabel 4.1 Hasil uji <i>grid independency</i>	39
Tabel 4.2 Lokasi <i>vena contracta</i> dan <i>reattachment point</i>	48
Tabel 4.3 Lokasi <i>recovery point</i> dan <i>permanent pressure loss</i> dengan referensi <i>centerline pressure</i> dan <i>wall pressure</i> beserta validasi.	53
Tabel 4.4 Nilai <i>loss coefficient</i> (K_L) setiap variasi.	56
Tabel 4.5 <i>Discharge coefficient</i> (C_d) dengan referensi <i>centerline</i> <i>pressure</i> dan <i>wall pressure</i> beserta validasi.	57
Tabel 4.6 <i>Flow coefficient</i> (K) dengan referensi <i>centerline pressure</i> dan <i>wall pressure</i>	58

Halaman ini sengaja dikosongkan

NOMENKLATUR

A	= Luas penampang pipa
β	= Rasio diameter <i>orifice</i>
C_d	= <i>Discharge coefficient</i>
d	= Diameter <i>orifice</i>
D	= Diameter pipa
g	= Gravitasi
h_{lm}	= <i>Headloss minor</i>
K	= <i>Flow coefficient</i>
K_L	= <i>Loss Coefficient</i>
L	= Panjang pipa
\dot{m}	= Laju aliran massa
μ	= Viskositas
p	= Tekanan
$p_{upstream}(-2z/R)$	= Tekanan <i>upstream</i> di <i>upstream</i> ($z/R = -2$)
$p_{recovery\ point}$	= Tekanan <i>downstream</i> di <i>recovery point</i>
$p_{vena\ contracta}$	= Tekanan <i>downstream</i> di <i>vena contracta</i>
p_{in}	= Tekanan <i>inlet boundary condition</i>
p_{out}	= Tekanan <i>outlet boundary condition</i>
Δp_{loss}	= <i>Pressure loss</i>
Δp_{max}	= <i>Maximum pressure drop (Pa)</i>
Q	= Laju aliran volumetrik
Re	= Bilangan <i>Reynolds</i>
r	= Jarak radial
r_o	= Jari-jari <i>orifice</i>
R	= Jari-jari pipa
ρ	= Densitas
s	= Waktu
t	= Tebal plat <i>orifice</i>
u	= Kecepatan referensi aliran
u_{max}	= Kecepatan <i>maximum</i> pada <i>centerline</i>
V	= Kecepatan aliran
\bar{V}	= Kecepatan rata-rata aliran
z	= Jarak aksial
z_o	= Ketinggian fluida

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada industri proses, khususnya industri minyak dan gas, *flow meter* merupakan instrumen operasional yang vital. *Flow meter* digunakan untuk mengukur variabel proses aliran fluida di dalam pipa, yaitu laju alir massa (\dot{m}) dan laju alir volumetrik (Q). Variabel proses perlu diketahui agar dapat dikendalikan sesuai dengan *setpoint* untuk mencapai optimasi proses. *Flow meter* memiliki berbagai macam prinsip kerja dan konfigurasi, serta dapat diaplikasikan pada pengukuran aliran fluida satu fasa (*single-phase*) maupun campuran (*multiphase*).

Salah satu konfigurasi yang banyak digunakan di industri adalah pelat *orifice*. Pelat *orifice* merupakan pelat yang tipis memiliki lubang di tengah. Pelat *orifice* pada umumnya dibuat dengan sudut lingkaran yang tajam siku-siku dan dipasang konsentris dengan pipa. Pelat *orifice* memiliki banyak kelebihan, yaitu: geometri yang tersusun rapat, ekonomis, tidak adanya bagian yang bergerak, dan cocok untuk nilai laju aliran yang besar (Singh & Tharakan, 2015). Pelat *orifice* juga dapat digunakan sebagai disipasi energi pada aliran (He & Zhao, 2010). Walaupun demikian, tingkat akurasi pengukuran menggunakan pelat *orifice* rendah (Boom, 1991). Dengan banyak kelebihan dalam pemakaiannya *orifice*, banyak industri menggunakan *flow meter* pelat *orifice* sebagai alat ukur laju aliran. Geometri umum dari pelat *orifice* sudah mempunyai standar sendiri yang tertulis pada ISO 5167-2(2013). Terlepas dari standar, terdapat banyak bentuk aplikasi pelat *orifice* di lapangan, seperti: bentuk *concentric* dengan sudut lingkaran pelat yang *square*, *quadrant*, dan *conical*. Terdapat juga bentuk pelat *orifice* yang *eccentric* dan *segmented*.

Flow meter pelat *orifice* menggunakan prinsip kerja perbedaan tekanan (*differential pressure*) pada bagian *upstream*

dan *downstream*. Di kedua bagian tersebut diberikan *pressure tap* untuk mengukur tekanan. Dengan adanya perbedaan tekanan, laju aliran dapat dihitung menggunakan persamaan *Bernoulli* dengan menambahkan koefisien yang didapatkan dari beberapa literatur (Miller, 1996). Ketika fluida melewati pelat *orifice*, tekanan sedikit bertambah di daerah *upstream* (Linford, 1961). Saat fluida melewati lubang pelat *orifice*, aliran tersebut dipaksakan untuk melalui saluran sempit. Kecepatan aliran menjadi bertambah dan tekanan berkurang sesuai persamaan *Bernoulli*. Sedikit bergeser ke daerah *downstream* aliran fluida mencapai tekanan minimum dan kecepatan fluida mencapai kecepatan maksimum. Daerah ini sering disebut juga dengan *vena contracta*. Pada *vena contracta* terjadi *secondary flow*. Aliran fluida kembali memenuhi pipa pada *reattachment point*. Posisi *vena contracta* dan *reattachment point* merupakan fungsi dari geometri pelat *orifice* (Eiamsa-ard et al., 2008). Tekanan minimum pada *vena contracta* akan dipulihkan kembali seiring menjauhi *vena contracta*. Tetapi pemulihan tekanan tidak sepenuhnya kembali seperti semula. Tidak pulihnya tekanan tersebut disebut dengan *permanent pressure loss*. Besarnya *permanent pressure loss* menjadi perhatian utama dalam pemilihan geometri dan rasio restriksi pelat *orifice*.

Hollingshead (2011) melakukan penelitian numerik pada beberapa macam jenis *differential pressure flow meter*, salah satunya pelat *orifice* konsentris standar (*square edge*). Penelitian numerik dilakukan pada rasio restriksi (β) = 0.5, 0.6, 0.65, 0.7 dan diameter pipa (D) = 15.41 cm dan 20.27 cm. Pada simulasi dilakukan dua macam fluida, air dan minyak berat. Minyak berat dilakukan pada bilangan *Reynolds* $< 2 \times 10^4$ dan air pada bilangan *Reynolds* $2 \times 10^4 - 10^7$. Agar prosedur semakin akurat, dilakukan tes kedua macam fluida tersebut pada bilangan *Reynolds* 2×10^4 dan menghasilkan perbedaan nilai C_d sekitar 0.2%. Hasil dari grafik pada bilangan *Reynolds* kurang dari 20, nilai C_d semakin naik pada nilai β yang semakin kecil. Pada bilangan *Reynolds* 20 sampai 10^4 , nilai C_d semakin naik pada nilai β yang semakin besar. Pada bilangan *Reynolds* $1 - 3 \times 10^2$, nilai C_d mengalami kenaikan.

Pada bilangan *Reynolds* $> 3 \times 10^2$, nilai *Cd* terus turun seiring kenaikan bilangan *Reynolds*.

Britton & Stark (1986) sebelumnya sudah mempresentasikan data eksperimen untuk *quadrant edge orifice* dan *square edge orifice* pada bilangan *Reynolds* rendah, rasio diameter kecil antara 0.25 dan 0.54, dan diameter pipa 3 in dan 4 in. Fluida kerja yang digunakan adalah *white mineral oil*. Dari hasil eksperimen didapatkan *quadrant edge orifice* menghasilkan *Cd* yang konstan. Saat diameter pipa 3 in, perubahan nilai *Cd* pada *quadrant edge orifice* lebih kecil dari 2.5% dan *square edge orifice* lebih besar dari 7.0%. Saat diameter pipa 4 in, perubahan nilai *Cd* pada *quadrant edge orifice* lebih kecil dari 1.0% dan *square edge orifice* lebih besar dari 5.5%.

Septiadi (2008) melakukan eksperimen *flow meter* pelat *orifice* yang terbuat dari akrilik. Profil lubang pelat *orifice* pada sisi *inlet* memiliki bentuk *bevel (quadrant edge)* dengan rasio restriksi (β) = 0.5, 0.6, 0.7 dan tebal pelat *orifice* (*t*) = 10 mm dan 20 mm. Pengujian dilakukan dengan bilangan *Reynolds* antara 9×10^3 dan 2.8×10^4 . Hasil dari eksperimen menunjukkan nilai *permanent pressure loss* semakin turun jika kapasitas aliran semakin besar. Pada $\beta = 0.7$ dan *t* = 10 mm, persentase *permanent pressure loss* terhadap *maximum pressure drop* sekitar 40% pada bilangan *Reynolds* 1.5×10^4 . Nilai *discharge coefficient* (*C_d*) pada *t* = 10 mm memiliki nilai 1.17 – 0.88 dan pada *t* = 20 mm memiliki nilai *C_d* = 1.04 – 0.94.

1.2 Perumusan Masalah

Di dalam latar belakang telah dijelaskan bahwa pemilihan bentuk geometri sangat berperan pada *permanent pressure loss*. Sehingga perlu adanya komparasi macam-macam geometri seperti: bentuk profil lubang, tebal dan rasio diameter restriksi pelat *orifice*. Perubahan geometri pelat *orifice* juga mempengaruhi nilai *discharge coefficient* (*C_d*).

Pada industri proses yang sangat berkaitan erat dengan fluida viskositas tinggi, contohnya seperti industri *oil & gas*, memiliki bilangan *Reynolds* yang cukup rendah. Hal ini dikarenakan nilai viskositas berbanding terbalik dengan bilangan *Reynolds*. Bilangan *Reynolds* rendah menjadi poin negatif dikarenakan profil kecepatan laminar yang memiliki bentuk *fully developed flow* sangat berbeda dengan *uniform flow* sehingga dapat mempengaruhi karakteristik nilai *discharge coefficient* (C_d).

Penelitian ini perlu *setup* yang rumit dan biaya yang mahal, dari pembuatan sistem yang sesuai dengan parameter yang diinginkan hingga instrumen yang memiliki presisi tinggi, maka dari itu kurang cocok untuk dilakukan dengan metode eksperimen. Penelitian ini dilakukan dengan metode simulasi numerik dengan menggunakan *software* CFD. Salah satu *software* yang digunakan ialah Ansys Fluent 6.3.26.

1.3 Tujuan Penelitian

Bedasarkan rumusan masalah, penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik performa *orifice flow meter* dengan simulasi numerik. Secara garis besar penelitian ini bertujuan:

1. Mengetahui keterkaitan *discharge coefficient* (C_d) terhadap bilangan *Reynolds* khususnya pada nilai rendah pada variasi bentuk geometri dan rasio diameter (β) pelat *orifice*.
2. Mengetahui keterkaitan *permanent pressure loss* terhadap bilangan *Reynolds* khususnya pada nilai rendah pada variasi bentuk geometri dan rasio diameter (β) pelat *orifice*.
3. Mengetahui distribusi kecepatan dan tekanan, serta profil kecepatan melewati pelat *orifice* pada variasi bentuk geometri, bilangan *Reynolds*, dan rasio diameter (β).
4. Mengetahui lokasi *vena contracta* dan *reattachment point* terhadap bilangan *Reynolds* khususnya pada nilai

rendah pada variasi bentuk geometri dan rasio restriksi (β) pelat *orifice*.

5. Mengetahui bentuk geometri dan rasio restriksi (β) pelat *orifice* yang optimum digunakan di bilangan *Reynolds* khususnya pada nilai rendah.

1.4 Batasan Masalah

Agar penelitian yang dilakukan lebih spesifik, maka permasalahan dibatasi dengan beberapa hal sebagai berikut ini:

- Kondisi aliran *steady flow*
- Kondisi aliran *incompressible flow*
- Efek perpindahan panas akibat aliran fluida pada pelat *orifice* diabaikan
- Kondisi aliran pada sisi inlet diasumsikan *uniform*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

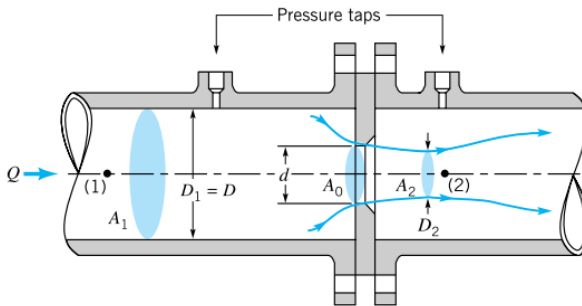
2.1 *Flow Meter*

Flow meter merupakan sebuah alat untuk mengukur nilai kuantitatif laju aliran dari fluida yang mengalir. *Flow meter* terdiri dari dua bagian utama: *primary device* dan *secondary device* (Miller, 1996). *Primary device* merupakan alat yang terpasang langsung pada aliran fluida sebagai penangkap sinyal, sedangkan *secondary device* adalah penangkap sinyal yang terbaca untuk memproses sinyal tersebut. Pemrosesan sinyal menghasilkan *output* berupa nilai yang ditampilkan pada suatu *display* atau respon terhadap aktuatur untuk merubah nilai aliran fluida. Contoh dari *primary device* adalah *pressure tap*, pipa, pengkondisian aliran (*Nozzle, Venturi, Orifice*), sedangkan untuk *secondary device* seperti *valve, tubing, differential-pressure transmitter*, dan lain-lain. *Flow meter* memiliki banyak prinsip, salah satu yang banyak digunakan adalah *differential pressure*. Dalam pemilihan prinsip dan jenis *flow meter* perlu mempertimbangkan akurasi, jarak pengukuran, biaya, kerumitan dan kemudahan dalam membaca.

2.1.1 *Differential Pressure Flow Meter*

Differential pressure merupakan salah satu prinsip pengukur laju aliran fluida. *Differential pressure flow meter* yang paling sering digunakan pada banyak aplikasi. Prinsip dasarnya ialah mengukur perbedaan tekanan yang terjadi pada daerah *upstream* dan *downstream*. Daerah *upstream* merupakan daerah ketika aliran fluida belum memasuki alat pengkondisian aliran, sedangkan daerah *downstream* merupakan daerah sesudah aliran fluida memasuki alat pengkondisian aliran. Pengukuran tekanan menggunakan *pressure tap* dipasang pada daerah *upstream* dan *downstream* yang dapat terlihat pada gambar 2.1. Perbedaan ini dibuat sengaja dengan menggunakan alat pengkondisi aliran seperti: pelat *orifice*, *nozzle*, dan *venturi*.

Prinsip *differential pressure* pada *flow meter* sangat erat kaitannya dengan persamaan Bernoulli. Dari prinsip *Bernoulli* disebutkan bahwa besaran kecepatan dan besaran tekanan pada aliran fluida berbanding terbalik nilainya dengan asumsi tidak ada elevasi ketinggian. Dari nilai kecepatan, laju aliran volumetrik (Q) didapatkan dengan dikalikan luas penampang pipa (A).



Gambar 2.1 Posisi *pressure tap* pada *orifice flow meter* (Munson et al., 2002)

2.1.2 Pelat Orifice

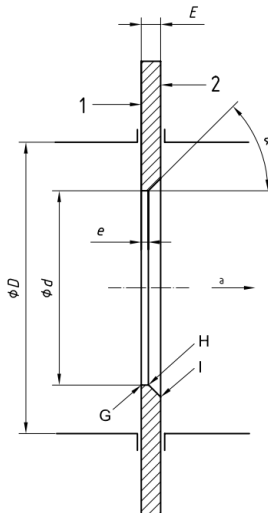
Disebutkan pada sub-bab sebelumnya bahwa aliran sengaja dikondisikan untuk memiliki perbedaan tekanan menggunakan suatu alat. Alat pengkondisian aliran banyak jenisnya, salah satunya pelat *orifice*. Pelat *orifice* sangat sering digunakan di industri proses. 80% dari industri proses menggunakan pelat *orifice* sebagai *flow meter* (Miller, 1996). Hal ini dikarenakan keunggulannya yang sangat banyak yaitu: ekonomis, perawatan mudah, dan *compact*. Sedangkan untuk kelemahan pelat *orifice* adalah kurangnya presisi pada pengukuran, kapasitas limit dan *permanent pressure loss* yang cukup besar.

Pelat *orifice* memiliki nilai ekonomis karena bentuknya yang sederhana. Pelat *orifice* memiliki bentuk lingkaran tipis yang ditengahnya terdapat lubang kecil. Geometri dari pelat *orifice*

sudah memiliki standar yang tertulis pada ISO 5167-2(2013) dan dapat dilihat pada gambar 2.2. Konstruksi pelat *orifice* dipasang diantara dua *flange* bersama *sealing* agar tidak ada kebocoran.

Mengacu pada standar ISO 5167-2(2013) dan gambar 2.2, terdapat beberapa hal yang sudah ditentukan dan ditetapkan parameter-parameter geometri pada pelat *orifice* sebagai berikut:

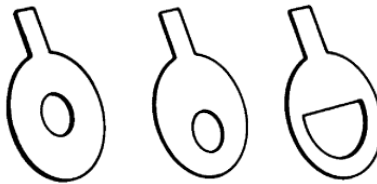
- 1 merupakan sisi *upstream*.
- 2 merupakan sisi *downstream*.
- Ketebalan e berkisar antara $0.005D$ sampai $0.02D$.
- Ketebalan E berkisar antara e sampai $0.5D$, tetapi pada range $50 \text{ mm} \leq D \leq 64 \text{ mm}$ dapat mencapai 3.2 mm .
- Sudut *bevel* α memiliki nilai $45^\circ \pm 15^\circ$.
- Diameter rasio $\beta = d/D$ harus memiliki nilai lebih besar dari 0.1 dan lebih kecil atau sama dengan 0.75.



Gambar 2.2 Geometri pelat *orifice* sesuai standar *International Organization for Standardization* (ISO, 2003)

Selain standard ISO 5167-2(2003), pelat *orifice* memiliki banyak bentuk pada pengaplikasiannya. Contoh dari variasi bentuk pelat *orifice* terlihat pada gambar 2.3 dan 2.4. Berikut macam-macam bentuk dari plat *orifice* dari bentuk lubang pelat *orifice*:

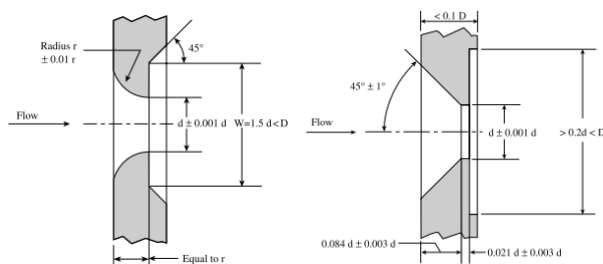
1. *Concentric orifice*
2. *Eccentric orifice*
3. *Segmental orifice*



Gambar 2.3 *Concentric, eccentric, & segmental orifice* (Miller, 1996)

Bentuk dari profil sudut lubang *orifice* juga memiliki variasi bentuk seperti terlihat pada gambar 2.4. Berikut macam-macam bentuk profil sudut pelat *orifice*:

- *Square edge orifice*
- *Conical edge orifice*
- *Quadrant edge orifice*

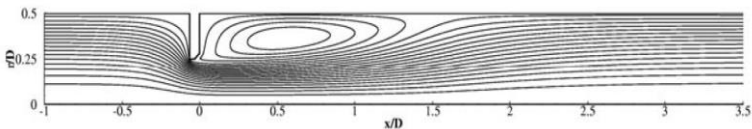


Gambar 2.4 *Quadrant edge orifice & conical edge orifice* (Liptak, 2003)

2.2 Karakteristik Aliran pada Pelat *Orifice* & *Vena Contracta*

Tujuan dari pelat *orifice* adalah untuk mengubah dengan sengaja karakteristik aliran fluida yang mengalir pada pipa. Ketika fluida memasuki lubang pelat *orifice*, aliran fluida dipaksakan untuk melewati luas penampang yang kecil. Pada sesaat aliran fluida masuk ke lubang *orifice*, tekanan aliran mulai menurun dan kecepatan aliran mulai bertambah.

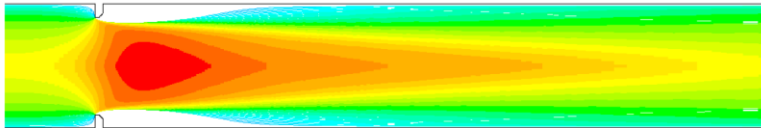
Ketika melewati lubang *orifice*, terjadi separasi aliran yang menyebabkan *vortex* pada daerah *downstream* terdorong ke belakang pelat. Karena adanya separasi aliran, *vena contracta* terbentuk pada jarak tertentu setelah melewati pelat *orifice*. Hal tersebut dapat terlihat pada gambar 2.5.



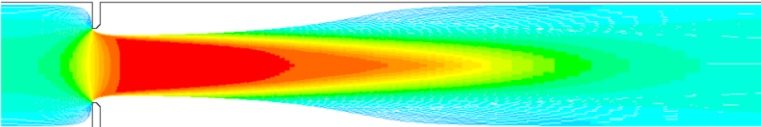
Gambar 2.5 *Streamline* melalui pelat Orifice (Eiamsa-ard et al., 2008)

Vena contracta merupakan daerah dimana luas penampang aliran memiliki nilai yang paling minimum. Pada daerah ini tekanan aliran sangat rendah dan kecepatan aliran sangat tinggi. Peletakan *pressure tap* yang optimal berada pada *vena contracta* untuk mendapatkan nilai pengukuran yang tepat. Seiring aliran menjauhi *vena contracta*, kecepatan aliran berkurang untuk mengisi penuh kembali pipa. Profil kecepatan fluida kembali seperti semula saat *streamline* fluida yang terseparasi kembali bertemu dengan dinding pipa atau yang sering disebut dengan *reattachment point*. Tekanan aliran juga pulih pada *reattachment point*. Akan tetapi tekanan aliran tidak sepenuhnya dipulihkan. Selisih nilai tekanan tersebut sering disebut dengan *permanent pressure loss*.

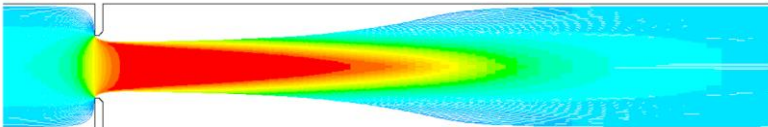
Posisi *vena contracta* dan *reattachment point* merupakan fungsi dari geometri pelat *orifice* dan bilangan *Reynolds*. Terlihat pada gambar 2.6 semakin kecil rasio diameter *orifice* semakin jauh posisi *vena contracta* dan *reattachment point*. Bilangan *Reynolds* juga mempengaruhi letak *vena contracta* dan *reattachment point*.



$d/D = 0.8$ (a)



$d/D = 0.6$ (b)



$d/D = 0.5$ (c)

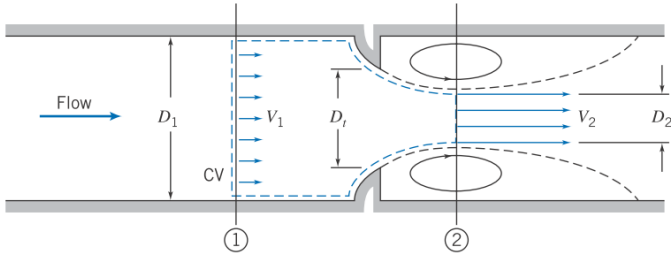
Gambar 2.6 Posisi *vena contracta* dan *reattachment point* pada geometri pelat *orifice* berbeda; $\beta = (d/D) = 0.8$ (a), 0.6 (b), dan 0.5 (c). (Eiamsa-ard et al., 2008).

2.3 Persamaan pada *Orifice Flow Meter*

Mengacu pada gambar 2.7, persamaan umum yang digunakan pada *flow meter* menggunakan persamaan Bernoulli, dengan asumsi:

- *Steady flow*
- *Incompressible flow*
- *Flow along a streamline*
- *No friction*

- *Uniform velocity* di (1) dan (2)
- $z_{o1} = z_{o2}$



Gambar 2.7 *Control volume* analisa pada *flow meter* (Fox et al., 2011).

Persamaan *Bernoulli* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_{o1} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_{o2} \quad (2.1)$$

dimana:

- p = Tekanan (Pa)
- ρ = Densitas (kg/m^3)
- V = Kecepatan aliran (m/s)
- g = Gravitasi ($9.8 m/s^2$)
- z_o = Ketinggian fluida (m)

Didukung oleh persamaan kontinuitas yang tertulis sebagai berikut:

$$\sum_{CS} \vec{V} \cdot \vec{A} = 0 \quad (2.2)$$

dimana:

- A = Luas penampang pipa (m^2)

Persamaan 2.1 dan 2.2 dapat diturunkan dengan asumsi-asumsi yang ditentukan menjadi sebagai berikut:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left(1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right) \quad (2.3)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \text{ atau } \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \quad (2.4)$$

Kecepatan teoritis bisa didapatkan dengan mensubstitusikan persamaan 2.4 ke persamaan 2.3. dan didapatkan persamaan baru sebagai berikut:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.5)$$

Selanjutnya, laju aliran massa (\dot{m}) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{teori} = \rho V_2 A_2 \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_{teori} = \rho \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} A_2$$

$$\dot{m}_{teori} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \quad (2.7)$$

Dari persamaan 2.7 dapat disimpulkan bahwa dengan beberapa asumsi yang ditentukan, untuk fluida dengan densitas tertentu dan geometri *flow meter*, besaran laju aliran massa sebanding dengan besaran dari akar penurunan tekanan yang terukur pada *pressure tap*. Hal tersebut merupakan konsep dasar dari *flow meter*. Akan tetapi pada kondisi nyata, fluida memiliki viskositas (μ) tertentu sehingga terdapat *friction* dan kecepatan fluida tidak *uniform*. Karena hal tersebut, perlu adanya koefisien pengkoreksi yang dalam hal ini merupakan *discharge coefficient* (C_d).

2.3.1 Discharge Coefficient (C_d)

Discharge coefficient (C_d) adalah koefisien pengoreksi tidak berdimensi. Nilai *discharge coefficient* (C_d) ditetapkan secara empiris melalui beberapa penelitian. Berbagai literatur menyebutkan bahwa bahwa nilai *discharge coefficient* (C_d) merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* dan rasio restriksi pelat *orifice*.

$$C_d = f(\beta, Re_D) \quad (2.8)$$

Rasio restriksi (β) pelat *orifice* adalah perbandingan luas penampang lubang pelat dengan luas penampang pipa. Dapat dituliskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\beta = \frac{D_t}{D_1} \quad (2.9)$$

dimana:

D_t = Diameter lubang pelat orifice (m)

Sehingga,

$$\left(\frac{A_t}{A_1}\right)^2 = \left(\frac{D_t}{D_1}\right)^4 = \beta^4 \quad (2.10)$$

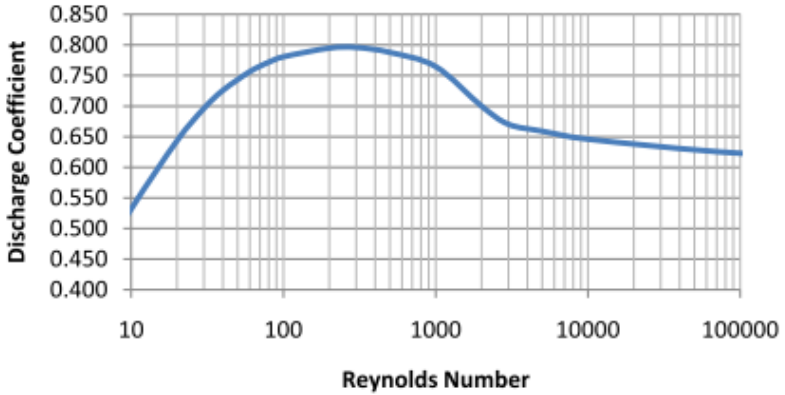
Laju aliran aktual bisa dihitung dengan mengkalikan persamaan 2.7 dengan *discharge coefficient* (C_d) bersama substitusi persamaan 2.10 menjadi sebagai berikut:

$$\dot{m}_{aktual} = \frac{C_d A_t}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \quad (2.11)$$

$\sqrt{1-\beta^4}$ pada persamaan 2.11 merupakan *velocity of approach factor*.

Tipikal pelat orifice memiliki nilai *discharge coefficient* (C_d) yang terlihat pada gambar 2.8. Pada gambar 2.8 menggambarkan hubungan antara *discharge coefficient* (C_d) dan bilangan *Reynolds* kecil yang berkisar $10 - 10^5$. Beberapa peneliti menyebutkan grafik

yang membentuk cekungan keatas pada bilangan *Reynolds* $< 3 \times 10^3$ disebabkan aliran laminar parabolik.



Gambar 2.8 Tipikal grafik hubungan antara *discharge coefficient* (C_d) dan bilangan *Reynolds* rendah (Hollingshead, 2011).

Nilai *discharge coefficient* (C_d) dapat dihitung secara analitis. *The American Society of Mechanical Engineers* (ASME) merekomendasi menggunakan persamaan *curve-fit* yang dikembangkan oleh ISO (White, 2011). Persamaan tersebut dituliskan sebagai berikut:

$$C_d = f(\beta) + 91.71\beta^{2.5}Re_D^{-0.75} + \frac{0.09\beta^4}{1-\beta^4} F_1 - 0.0337\beta^3 F_2 \quad (2.12)$$

dimana:

$$f(\beta) = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8$$

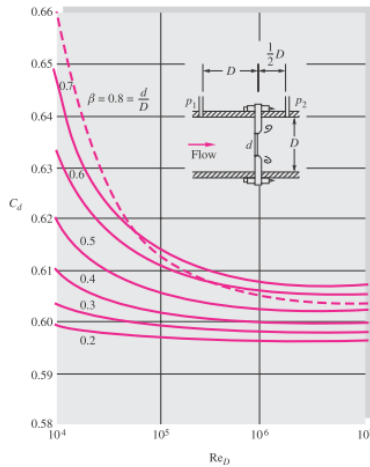
Korelasi faktor F_1 dan F_2 bervariasi berdasarkan posisi *pressure tap*:

- *Corner taps*: $F_1 = 0$; $F_2 = 2$
- *D; 1/2D taps*: $F_1 = 0.4333$; $F_2 = 0.47$

- *Flange taps:*

$$F_1 = \frac{1}{D(in)}; F_2 = \begin{cases} \frac{1}{D(in)}; D > 2.3 \text{ in} \\ 0.4333; 2.0 \leq D \leq 2.3 \text{ in} \end{cases}$$

Dari persamaan 2.12 dapat diplotkan menjadi grafik dengan kondisi posisi *pressure tap* $D; 1/2D$ pada bilangan *Reynolds* $10^3 - 10^7$ menjadi grafik pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Grafik hubungan antara *discharge coefficient* (C_d) dan bilangan *Reynolds* dari persamaan 2.12 (White, 2011).

2.3.2 Bilangan *Reynolds*

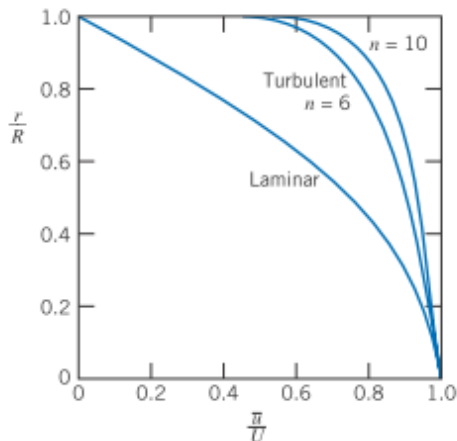
Bilangan *Reynolds* adalah bilangan tidak berdimensi yang menunjukkan karakteristik aliran fluida. Dari bilangan *Reynolds* dapat diketahui aliran laminar atau aliran turbulen yang mengalir. Dalam hal ini fluida mengalir dalam pipa, sehingga parameter aliran laminar jika bilangan *Reynolds* ≤ 2300 . Sebaliknya jika aliran turbulen memiliki nilai bilangan *Reynolds* > 2300 . Untuk fluida air, bilangan *Reynolds* rendah dapat didefinisikan $Re < 10^4$ dan bilangan *Reynolds* besar didefinisikan $Re > 10^6$. Persamaan mencari bilangan *Reynolds* tertulis sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.13)$$

dimana:

- Re = Bilangan *Reynolds*
- ρ = Densitas fluida (kg/m^3)
- V = Kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter pipa (m)
- μ = Viskositas fluida (kg/m.s)

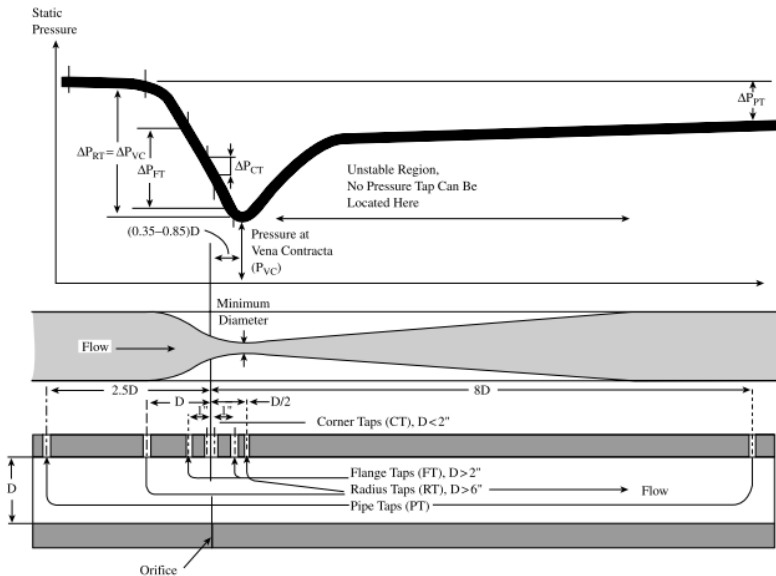
Telah disebutkan di dalam *sub-bab* sebelumnya bahwa bilangan *Reynolds* menjadi parameter penting dalam karakteristik nilai *discharge coefficient* (C_d). hal ini dikarenakan profil kecepatan pada aliran laminar dengan aliran turbulen berbeda. Pada aliran laminar, profil kecepatan memiliki bentuk *fully develop flow*. Pada aliran turbulen, profil kecepatan hampir menyerupai *uniform flow* tetapi masih terdapat gradien kecepatan di dekat dinding pipa. Profil kecepatan aliran laminar dan turbulen dapat terlihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Profil kecepatan pada aliran laminar dan turbulen (Fox et al., 2011).

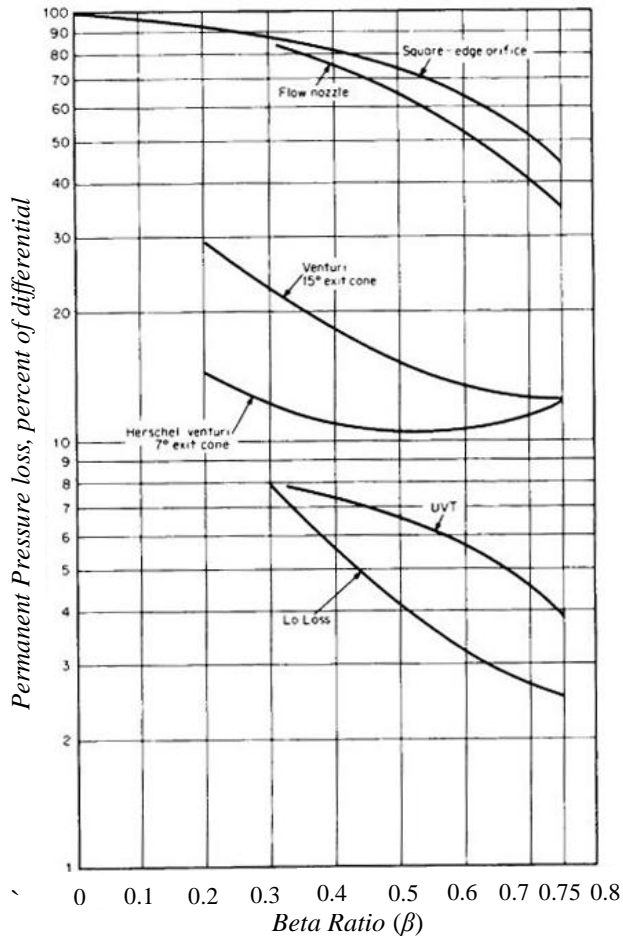
2.4 Permanent Pressure Loss

Saat fluida melewati pelat *orifice*, tekanan aliran menurun. Tekanan minimum terletak di *vena contracta*. Seiring menjauhi *vena contracta*, tekanan akan dipulihkan kembali. Perubahan tekanan tersebut terlihat pada gambar 2.11. Akan tetapi pemulihan tekanan tidak sepenuhnya. Terdapat perbedaan tekanan yang terjadi, dimana bagian *downstream* memiliki tekanan yang lebih kecil dari tekanan *upstream*. Perbedaan tekanan ini disebut dengan *permanent pressure loss*. Pada praktiknya, lokasi pengukuran *permanent pressure loss* pada bagian *upstream* berjarak $2.5D$ dan pada bagian *downstream* berjarak $8D$ sesuai gambar 2.11. Pada penelitian menggunakan *software CFD* dapat mengukur *pressure loss* lebih akurat karena lokasi *pressure drop recovery* dapat diketahui seperti pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Distribusi tekanan sepanjang *flow meter* (Liptak, 2003).

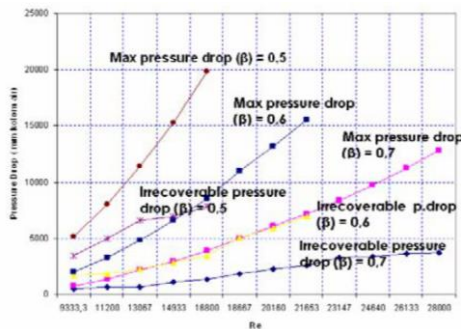
Setiap jenis *differential flow meter* sendiri memiliki besaran *permanent pressure loss* yang berbeda-beda. Perbedaan besaran *pressure loss* dapat dilihat pada gambar 2.12. Permanent pressure loss paling besar dimiliki oleh pelat *orifice*, tetapi nilainya semakin kecil seiring kenaikan rasio diameter (β).



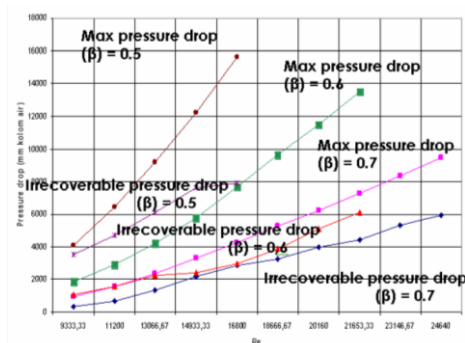
Gambar 2.12 Grafik *permanent pressure loss* macam-macam jenis *differential flow meter* (Miller, 1996).

2.5 Penelitian Terdahulu

Septiadi (2008) sebelumnya sudah melakukan eksperimen pada pelat *orifice* yang memiliki bentuk sudut lubang *quadrant* dengan variasi tebal pelat dan rasio restriksi dalam *range* bilangan *Reynolds* yang sudah ditentukan. Dari penelitian eksperimen tersebut didapatkan bahwa *maximum pressure drop* tertinggi pada rasio striksi yang paling kecil yaitu $\beta = 0.5$. terlihat bentuk grafik pada gambar 2.13 untuk tebal pelat $t = 10$ mm dan gambar 2.14 untuk tebal pelat $t = 20$ mm.

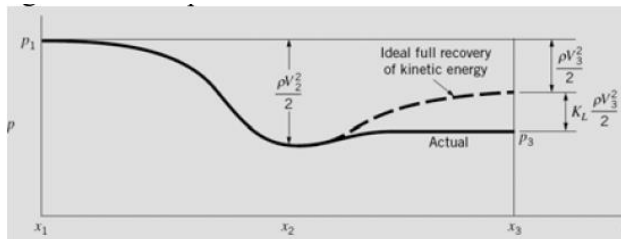


Gambar 2.13 Grafik *maximum pressure drop* dan *irrecoverable pressure drop* pada tebal pelat *orifice* $t = 10$ mm (Septiadi, 2008).



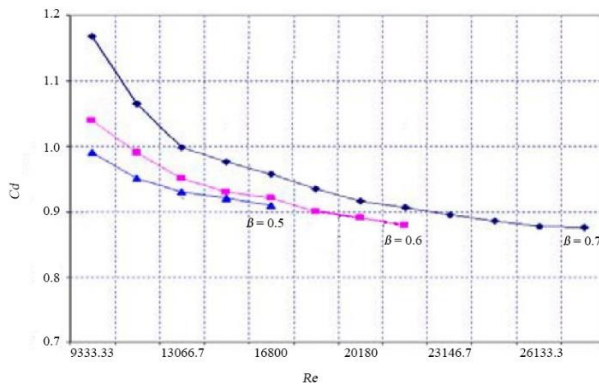
Gambar 2.14 Grafik *maximum pressure drop* dan *irrecoverable pressure drop* pada tebal pelat *orifice* $t = 20$ mm (Septiadi, 2008).

Dari grafik tersebut juga dapat disimpulkan bahwa semakin besar kapasitas aliran yang melalui *orifice flow meter*, semakin besar pula *permanent pressure loss* yang dihasilkan. Hal ini dapat terjadi karena energi pada aliran telah dikonversikan menjadi energi kinetik. Lalu energi kinetik tersebut sebagian hilang karena ada disipasi viskositas pada tepi keluaran pelat *orifice*. Secara pola terlihat pada gambar 2.15.

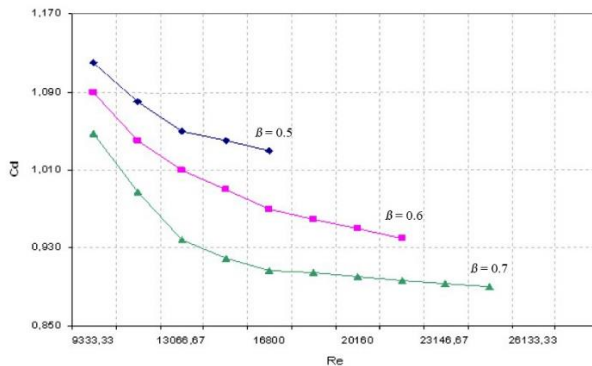


Gambar 2.15 Pola distribusi tekanan pada *irrecoverable pressure drop* ideal dan aktual (Munson et al., 2002).

Penelitian ini juga menghasilkan kesimpulan bahwa nilai *discharge coefficient* (C_d) pada pelat *orifice* bertebal 10 mm dan 20 mm memiliki trendline grafik yang hampir sama pada pelat *orifice* umumnya. Semakin besar bilangan *Reynolds* maka semakin kecil nilai C_d seperti yang ditampilkan pada gambar 2.16 dan gambar 2.17. Akan tetapi pada kasus $t = 20$ mm memiliki urutan *discharge coefficient* (C_d) dari yang terbesar hingga paling kecil yang berbeda dibandingkan dengan $t = 10$ mm. Pada $t = 20$ mm, *discharge coefficient* (C_d) pada $(\beta) = 0.5$ memiliki nilai lebih tinggi dan selanjutnya diikuti oleh $(\beta) = 0.6$ dan $(\beta) = 0.7$. Sebaliknya pada $t = 10$ mm, $(\beta) = 0.7$ memiliki nilai *discharge coefficient* (C_d) tertinggi dan diikuti oleh $(\beta) = 0.6$ dan $(\beta) = 0.5$.



Gambar 2.16 Grafik *discharge coefficient* (C_d) pelat *orifice* $t = 10$ mm (Septiadi, 2008).

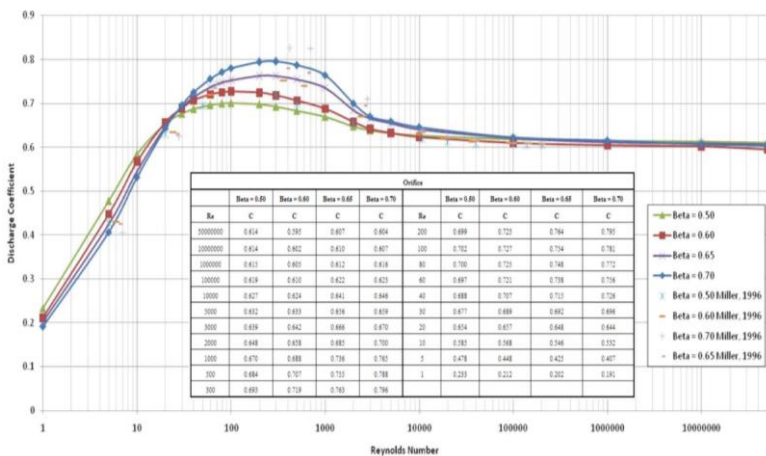


Gambar 2.17 Grafik *discharge coefficient* (C_d) pelat *orifice* $t = 20$ mm (Septiadi, 2008).

Penelitian secara numerik juga sudah pernah dilakukan oleh Hollingshead (2011). Penelitian ini awalnya membandingkan *discharge coefficient* (C_d) dari semua jenis *flow meter* seperti: *orifice*, *wedge*, *venturi*, dan *V-cone*. Karena penulis tertarik pada pelat *orifice*, maka yang akan diulas hanya grafik *orifice*. Simulasi

numerik ini dilakukan dengan variasi rasio restriksi β pada bilangan *Reynolds* yang cukup besar *range* yang dilakukan yaitu $1 - 10^7$. Pelat *orifice* yang digunakan menggunakan pelat *orifice* standar (*square edge orifice*).

Pada proses pembuatan *meshing*, digunakan skema *tet/hybrid* dan mengeliminasi *skewness* yang lebih dari 0.97. *Boundary condition* pada geometri diidentifikasi sebagai *wall* kecuali *inlet* yang didefinisikan *velocity inlet* dan *outlet* yang didefinisikan *pressure outlet*. Pada proses *running* simulasi, penulis memutuskan untuk bilangan *Reynolds* $< 2 \times 10^3$ menggunakan *laminar viscous model* dan bilangan *Reynolds* $> 2 \times 10^3$ menggunakan *realizable k-epsilon model* dengan standar *wall fuction* diaktifkan. Metode diskritisasi momentum, kinetik energi dan *turbulent dissipation* menggunakan metode *second-order upwind*. *Pressure-velocity coupling* menggunakan algoritma *Simple Consistent* dengan *skewness correction* bernilai 0. Dari hasil simulasi mendapatkan grafik *discharge coefficient* (C_d) pada gambar 2.18.

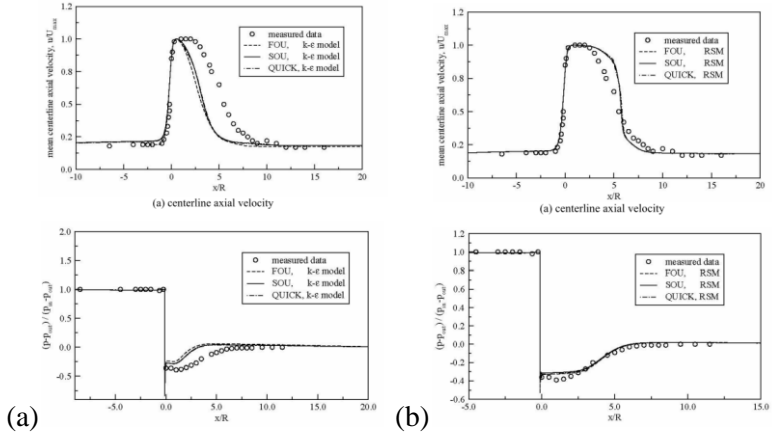


Gambar 2.18 Grafik *discharge coefficient* (C_d) (Hollingshead, 2011).

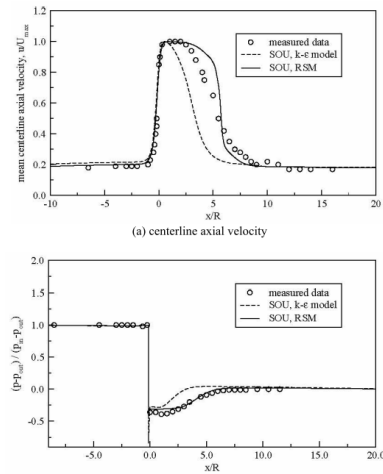
Terlihat di gambar 2.18, pada $Re < 20$, nilai Cd semakin naik pada nilai β yang semakin kecil. Pada $20 < Re < 10^4$, Nilai Cd semakin naik pada nilai β yang semakin besar. Pada $1 < Re < 3 \times 10^2$, nilai Cd mengalami kenaikan. Pada $Re > 3 \times 10^2$, nilai Cd terus turun seiring kenaikan bilangan *Reynolds*. Terjadinya kenaikan nilai Cd pada bilangan *Reynolds* rendah dikarenakan aliran laminar parabolik.

Penelitian numerik dengan memperhatikan model yang digunakan sudah dilakukan oleh Eiamsa-ard et al. (2008). Penelitian tersebut melakukan studi numerik pada pelat *square edge orifice* dengan skema numerikal dan model *viscous* yang berbeda. Pada gambar 2.19 memperlihatkan perbandingan profil kecepatan antara skema numerikal *first order upwind* (FOU), *second order upwind* (SOU), dan QUICK pada model *viscous k-epsilon* dan RSM. Dari gambar tersebut terlihat bahwa profil kecepatan dan tekanan yang mendekati nilai *measured data* dimiliki oleh skema numerikal SOU. Gambar 2.20 memperlihatkan data profil kecepatan dan tekanan dengan skema SOU pada model *viscous k-epsilon* dan RSM. Dari gambar tersebut terlihat pada *measured data* yang dimiliki oleh Eiamsa-ard et al. (2008), model *viscous k-epsilon* dan RSM memiliki nilai yang sama-sama mendekati.

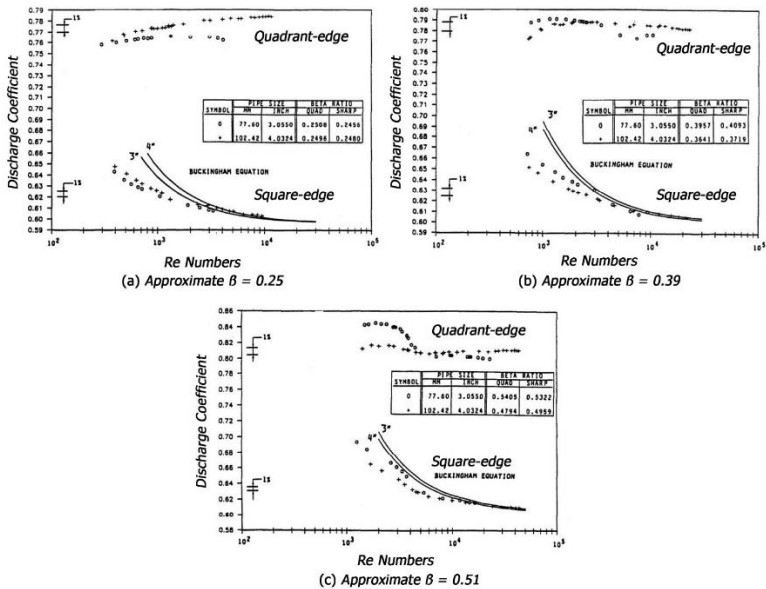
Britton & Stark (1986) sebelumnya sudah pernah melakukan eksperimen pada *quadrant edge orifice* dan dibandingkan dengan *square edge orifice* pada bilangan *Reynolds* rendah. Eksperimen dilakukan pada rasio diameter (β) *orifice* kecil antara 0.25 – 0.54 dan dua ukuran diameter pipa yaitu 3 in dan 4 in. Terlihat pada gambar 2.21 bahwa di setiap variasi rasio diameter (β), *quadrant edge orifice* menghasilkan nilai Cd yang relatif konstan. Berbeda dengan *square edge orifice*, nilai Cd yang dihasilkan turun ketika bilangan *Reynolds* bertambah.



Gambar 2.19 Komparasi profil kecepatan dan tekanan dengan perbedaan skema numerikal pada model *viscous* (a) $k-\epsilon$ dan (b) RSM (Eiamsa-ard et al., 2008).



Gambar 2.20 Komparasi profil kecepatan dan tekanan dengan skema numerikal SOU pada $k-\epsilon$ model dan RSM (Eiamsa-ard et al., 2008).



Gambar 2.21 Grafik *discharge coefficient* (C_d) *quadrant edge orifice* dan *square edge orifice* pada (a) $\beta = 0.25$, (b) $\beta = 0.39$, dan (c) $\beta = 0.51$ (Britton & Stark, 1986)

Halaman ini sengaja dikosongkan

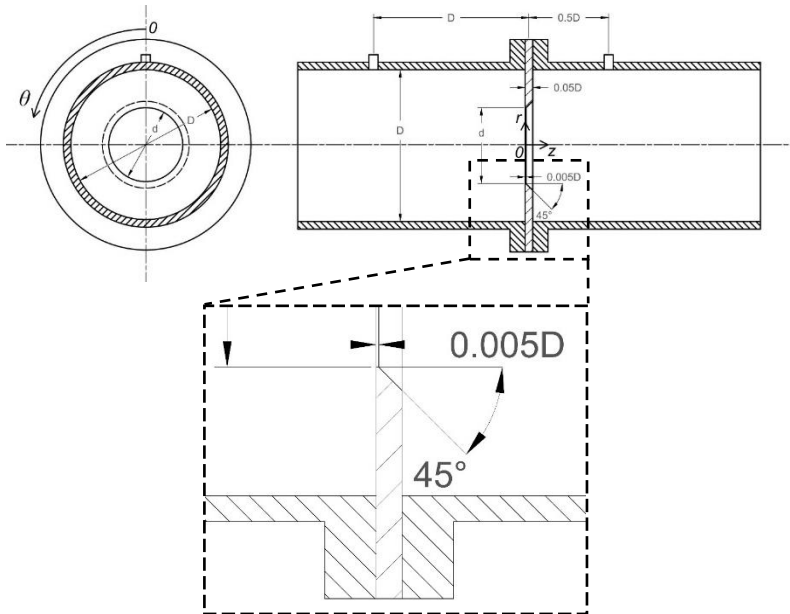
BAB 3

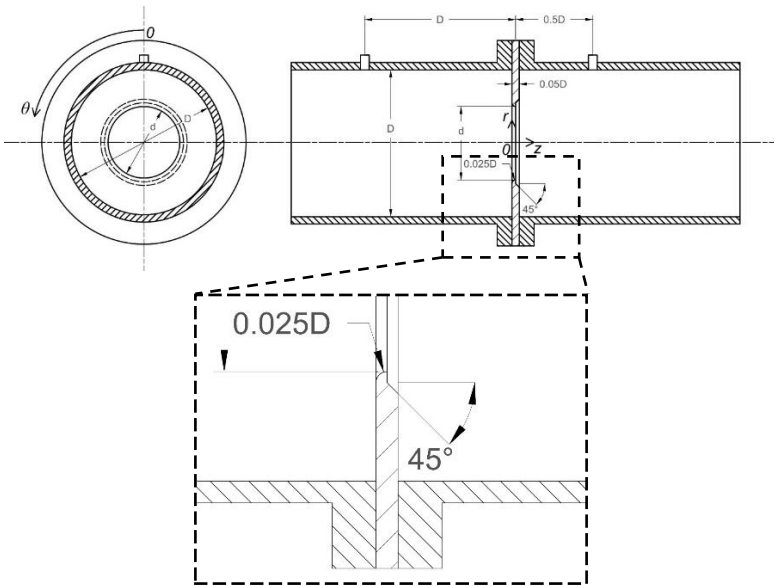
METODE PENELITIAN

Penelitian ini diawali dengan melakukan studi literatur tentang *differential pressure flow meter*, khususnya mempelajari yang menggunakan pelat *orifice*. Pada pelat *orifice* dipelajari tentang karakteristik aliran, *discharge coefficient* (C_d), dan *permanent pressure loss*. Untuk melakukan investigasi performa dari pelat *orifice*, dilakukan analisis secara numerik.

3.1 Geometri Pelat Orifice

Penelitian ini dilakukan pada dua macam *profile* lubang pelat *orifice* yakni *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice*. Geometri dari pelat *orifice* yang akan digunakan untuk penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Geometri *square edge orifice*.Gambar 3.2 Geometri *quadrant edge orifice*.

Dari gambar 3.1 dan 3.2 didefinisikan beberapa parameter geometri pelat *orifice* sebagai berikut:

- D = $2R$ = Diameter pipa
 d = Diameter lubang pelat *orifice*
 β = d/D = Rasio restriksi pelat *orifice*

3.2 Metode Numerik

Penelitian ini menggunakan 3D sebagai model CFD. Hal ini dilakukan untuk melihat karakteristik aliran di koordinat x , y , dan z . *Software* yang digunakan untuk simulasi adalah Ansys Fluent 6.3.26 dengan bantuan Gambit 2.4.6 untuk membuat geometri dan *meshing*. Penelitian ini dilakukan dengan beberapa variasi parameter. Variasi parameter tersebut diantaranya geometri pelat

orifice, rasio restriksi (β), dan bilangan *Reynolds* seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Variasi parameter penelitian.

Geometri pelat <i>orifice</i>	Rasio Diameter (β)	Bilangan <i>Reynolds</i>
<i>Square edge orifice</i>	0.5	5×10^3
		5×10^4
	0.7	5×10^3
		5×10^4
<i>Quadrant edge orifice</i>	0.5	5×10^3
		5×10^4
	0.7	5×10^3
		5×10^4

Untuk meningkatkan akurasi dalam penelitian simulasi ini, beberapa metode pengerjaan ditetapkan sebelumnya. Selain yang ditentukan, sesuai dengan setingan standar awal *software* Ansys Fluent 6.3.26. Berikut beberapa metode yang ditentukan oleh penulis berdasarkan studi literatur penelitian-penelitian sebelumnya:

Model *solve*

Solver : *Pressure based*
Space : 3D
Time : *Steady*

Model *viscous* : *Standard K-Epsilon* (Shah et al., 2014)

Boundary Condition (Shah et al., 2014)

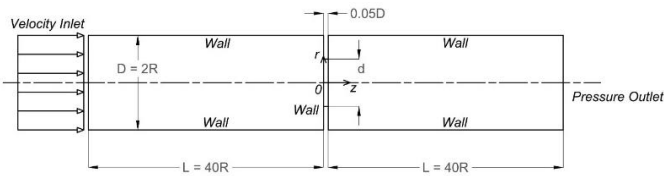
Inlet : *Velocity inlet*
Outlet : *Pressure Outlet*

Pressure-velocity coupling : *Simple*

Numerical Schemes (Eiamsa-ard et al., 2008)

Diskritisasi <i>pressure</i>	: <i>Second-order</i>
Diskritisasi <i>momentum</i>	: <i>Second-order upwind</i>
Diskritisasi <i>kinetic energy</i>	: <i>Second-order upwind</i>
Diskritisasi <i>turbulent dissipation</i>	: <i>Second-order upwind</i>
Kriteria residual konvergen	: 10^{-5}
Material	: Air
Densitas (ρ) ($T = 50^{\circ}$)	: $998.2 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
Viskositas (μ)	: 0.001 (kg/ms)

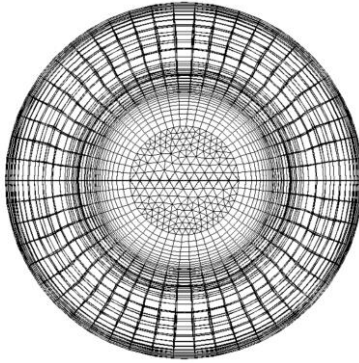
Penelitian simulasi ini dilakukan dengan skema yang sudah ditentukan terlihat pada gambar 3.3 dengan nilai $L/D = 20$ (Shah et al., 2014). Panjang dari *upstream* dan *downstream* berdasarkan literatur (Shah et al., 2014). Geometri penelitian dan *meshing* pelat *square edge orifice* terlihat pada gambar 3.4, 3.5 dan 3.7. Geometri dan *meshing* tampak samping pelat *quadrant edge orifice* terlihat pada 3.7. Nilai-nilai parameter yang digunakan terlihat pada tabel 3.2



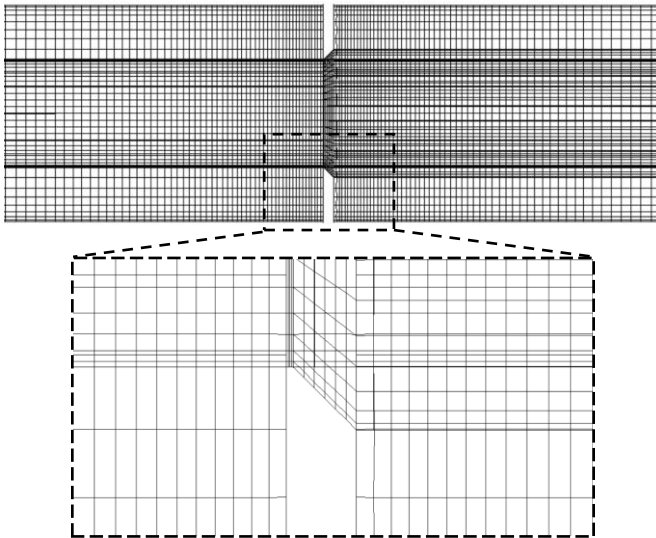
Gambar 3.3 Skema simulasi CFD pelat *orifice* dengan dimensi geometri $L = 20D$.

Tabel 3.2 Nilai parameter simulasi

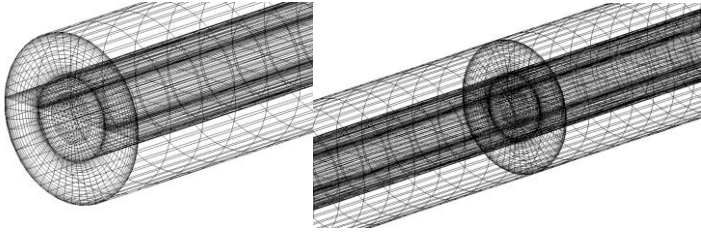
Bilangan <i>Reynolds</i>	<i>Velocity Inlet</i> (m/s)	<i>Pressure Outlet</i> (Pa)	<i>D</i> (mm)	<i>L</i> (mm)
5×10^3	0.394	0	12.7	254
	3.941	0	12.7	254
5×10^4	1.315	0	38.1	762



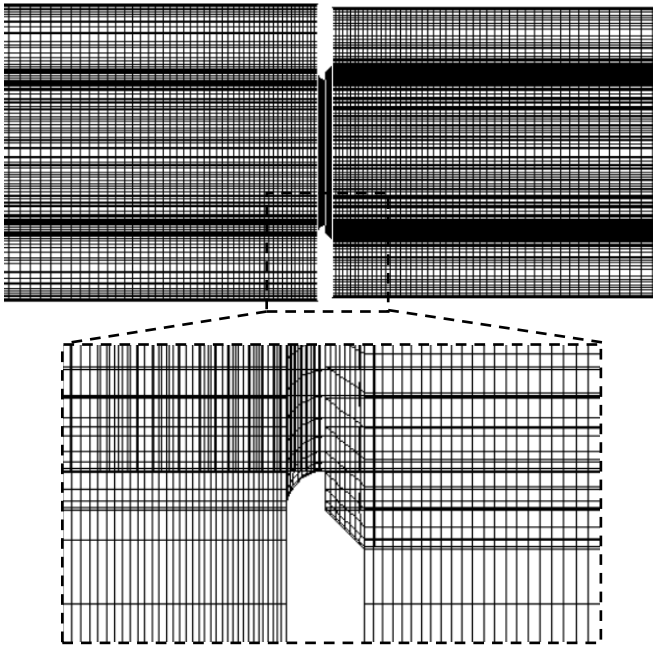
Gambar 3.4 Tampak depan geometri dan *meshing* pada pelat orifice (square edge orifice $\beta = 0.5$).



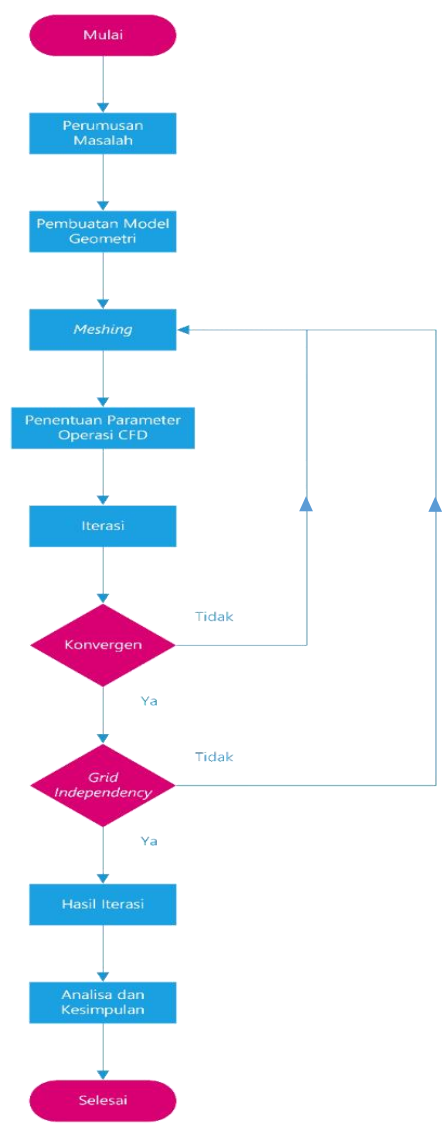
Gambar 3.5 Tampak samping geometri dan *meshing* pada pelat orifice (square edge orifice $\beta = 0.5$).



Gambar 3.6 Tampak isometri geometri dan *meshing* pada pelat orifice (*square edge orifice* $\beta = 0.5$).



Gambar 3.7 Tampak samping geometri dan *meshing* pada pelat orifice (*quadrant edge orifice* $\beta = 0.5$).



Gambar 3.8 *Flowchart* penelitian.

Penelitian ini dilakukan dengan rangkaian kegiatan yang dilakukan secara sistematis. Kegiatan diawali dengan merumuskan masalah. Setelah itu, dibuatlah geometri menggunakan *software* Gambit 2.4.6. Jika geometri sudah terbuat, selanjutnya memasukkan parameter variabel yang sudah ditentukan sebelumnya menggunakan Ansys Fluent 6.3.26 dan diiterasi dengan kriteria konvergen 10^{-5} . Jika konvergen, selanjutnya dilakukan *grid independency test* untuk melihat apakah *meshing* tidak mempengaruhi hasil. Jika hasil tidak konvergen dan *grid independency test* belum memenuhi maka diulang kembali dari *meshing* geometri. Ketika hasil penelitian simulasi sudah didapatkan, hasil dianalisa dan diberikan kesimpulan. Kegiatan ini digambarkan dengan *flowchart* yang terlihat pada gambar 3.8.

BAB 4

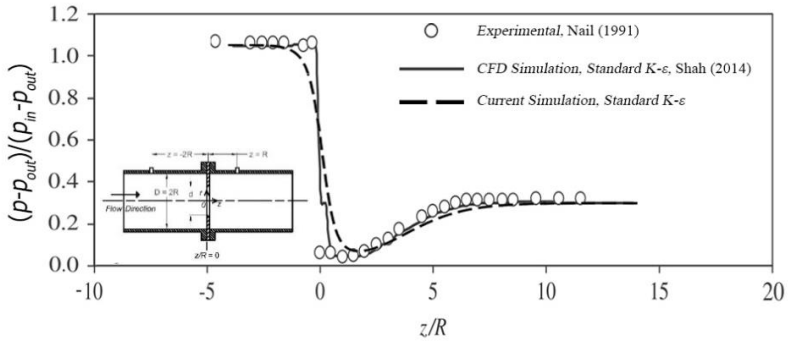
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi

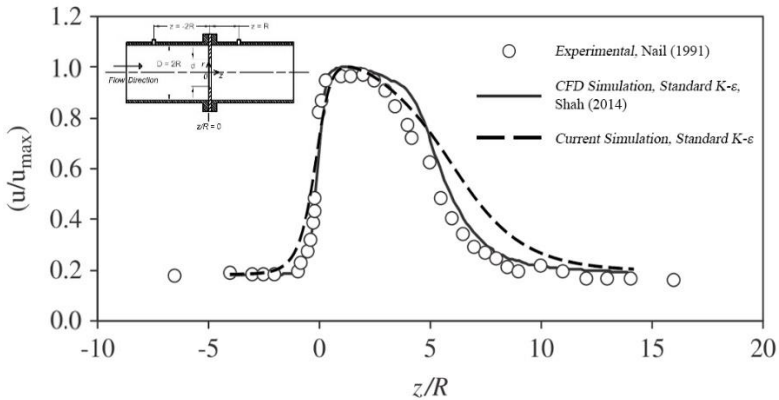
Validasi hasil penelitian ini dilakukan dengan membandingkan distribusi tekanan dan kecepatan pada *centerline* dengan hasil eksperimen (Nail, 1991) dan hasil simulasi (Shah et al., 2014), seperti ditampilkan pada gambar 4.1 dan gambar 4.2. Berdasarkan hasil perbandingan tersebut, grafik distribusi tekanan dan kecepatan pada *centerline* hasil simulasi mendekati data validasi dengan nilai *overpredicted* di beberapa bagian domain simulasi. Pada gambar 4.1 terdapat nilai *overpredicted* pada lokasi tekanan minimum atau *vena contracta* dan pada gambar 4.2 terdapat nilai *overpredicted* dari $z=5R$ hingga $z=12R$. Data validasi yang digunakan merupakan data hasil penelitian *square edge orifice* dengan $\beta = 0.5$ dan $Re = 1.84 \times 10^4$.

Nilai pembanding untuk validasi menggunakan nilai *dimensionless* seperti $\frac{(p-p_{out})}{(p_{in}-p_{out})}$, $\frac{u}{u_{max}}$, dan $\frac{z}{R}$. Nilai *dimensionless* tersebut umum digunakan khususnya pada penelitian *flow meter*. Makna dari variabel-variabel tersebut adalah sebagai berikut:

p	= Tekanan referensi (Pa)
p_{in}	= Tekanan <i>inlet boundary condition</i> (Pa)
p_{out}	= Tekanan <i>outlet boundary condition</i> (Pa)
u	= Kecepatan referensi (m/s)
u_{max}	= Kecepatan <i>maximum</i> pada <i>centerline</i> (m/s)
z	= Jarak aksial (m)
R	= Jari-jari pipa (m)



Gambar 4.1 Validasi distribusi tekanan.

Gambar 4.2 Validasi distribusi kecepatan pada *centerline*.

4.2 Grid Independency Study

Jumlah *grid* merupakan salah satu faktor penyebab nilai *error* simulasi sehingga perlu adanya uji *grid independency*. Dalam penelitian ini, uji *grid independency* bertujuan untuk melihat pengaruh jumlah *grid* terhadap nilai *maximum velocity* dan tingkat *error relative*. Sampel pengujian yang digunakan adalah kasus *square edge orifice* dengan $\beta = 0.5$ dan $Re = 5 \times 10^3$.

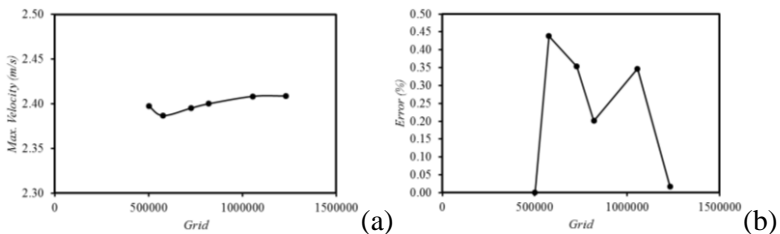
Tabel 4.1 menunjukkan bahwa semakin banyak jumlah *grid* yang digunakan, nilai *maximum velocity* semakin mendekati nilai sebelumnya sehingga *error relative* yang dihasilkan semakin kecil. *Error relative* dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Error\ relative(\%) = \left| \frac{Nilai\ baru - Nilai\ lama}{Nilai\ lama} \right| \times 100\%. \quad (4.1)$$

Tabel 4.1 Hasil uji *grid independency*.

No.	Grid	Max. Velocity (m/s)	Error Relative (%)
1	501,090	2.397	-
2	576,880	2.387	0.44
3	727,030	2.395	0.35
4	820,294	2.400	0.20
5	1,056,168	2.408	0.35
6	1,231,574	2.409	0.02

Grafik nilai *maximum velocity* dan *error relative* sebagai fungsi jumlah *grid* ditunjukkan oleh gambar 4.3(a) dan 4.3(b). Saat jumlah *grid* lebih dari 1.2×10^6 , *maximum velocity* sebagai nilai pembanding semakin mendekati nilai sebelumnya, sedangkan *error relative* memenuhi kriteria kurang dari 0.1%. Secara umum, simulasi yang dilakukan menghasilkan nilai y^+ pada kisaran 15 dan memenuhi kriteria konvergensi pada *residuals level* kurang dari 1×10^{-5} .



Gambar 4.3 Grafik *maximum velocity* (a) dan *error* (b) fungsi jumlah *grid*.

4.3 Distribusi Kecepatan

Subbab ini menganalisis perbandingan distribusi kecepatan pada *centerline* hasil simulasi dengan data validasi. Gambar 4.4 menunjukkan distribusi kecepatan pada *centerline square edge orifice* dengan data eksperimen dari Nail (1991). Pada $\beta = 0.5$ dan $\beta = 0.7$, *maximum centerline velocity* pada $Re = 5 \times 10^4$ bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan $Re = 5 \times 10^3$. Sementara itu, pada $Re = 5 \times 10^3$ dan $Re = 5 \times 10^4$, *maximum centerline velocity* pada $\beta = 0.5$ bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan $\beta = 0.7$. Perbedaan nilai tersebut diperjelas dengan gambar kontur kecepatan pada gambar 4.8 untuk $Re = 5 \times 10^3$ dan 4.9 untuk $Re = 5 \times 10^4$. Berdasarkan *trendline* yang terjadi, hasil simulasi sudah sesuai dengan data validasi.

Gambar 4.5 menampilkan kecepatan pada *centerline quadrant edge orifice*. *Trendline* grafik cenderung sama dengan *square edge orifice*, yaitu *maximum centerline velocity* pada $\beta = 0.5$ dan $\beta = 0.7$ bernilai lebih tinggi pada $Re = 5 \times 10^4$ dibandingkan dengan $Re = 5 \times 10^3$, namun pada $Re = 5 \times 10^3$ dan $Re = 5 \times 10^4$ bernilai lebih tinggi pada $\beta = 0.5$ dibandingkan dengan $\beta = 0.7$. Hal tersebut diperjelas dengan gambar kontur kecepatan pada gambar 4.8 untuk $Re = 5 \times 10^3$ dan 4.9 untuk $Re = 5 \times 10^4$.

Gambar 4.6 dan 4.7 menampilkan distribusi kecepatan pada *centerline* untuk $Re = 5 \times 10^3$ dan $Re = 5 \times 10^4$. Nilai *maximum centerline velocity* pada *square edge orifice* lebih tinggi dibandingkan dengan *quadrant edge orifice* pada $\beta = 0.5$; 0.7 dan $Re = 5 \times 10^3$; 5×10^4 . *Quadrant edge orifice* menghasilkan rata-rata 12.16% *maximum centerline velocity*, lebih rendah dari *square edge orifice*. Perbedaan warna kontur kecepatan pada gambar 4.6 dan 4.8 juga menunjukkan bahwa nilai kecepatan kedua geometri berbeda secara signifikan. Fenomena tersebut terjadi karena separasi aliran pada leher *quadrant edge orifice* yang tertunda sampai akhir leher *orifice* akibat bentuk geometri yang seperti *bevel*. Separasi aliran yang tertunda menyebabkan aliran masih memiliki cukup momentum untuk membuat luasan *vena contracta*

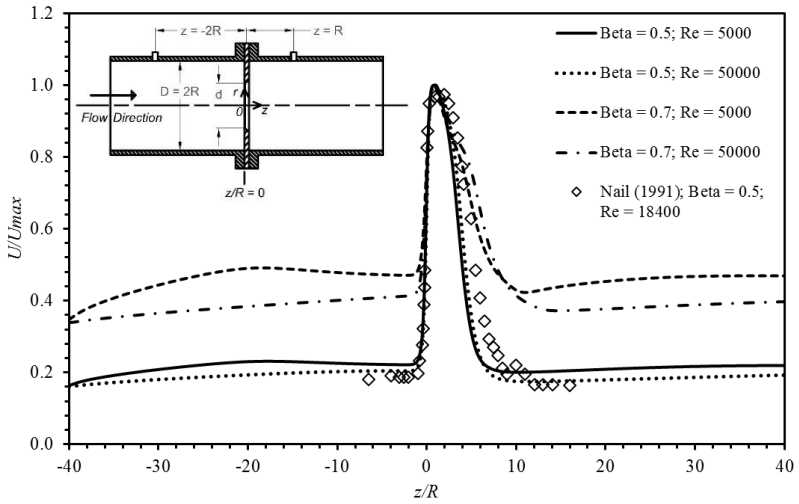
lebih besar daripada *square edge orifice*. Berdasarkan hukum kontinuitas, luas penampang aliran (dalam hal ini luasan *vena contracta*) yang besar menghasilkan kecepatan maksimum lebih kecil. Hukum ini dinyatakan secara matematis pada persamaan 2.2.

Gambar 4.7 menampilkan distribusi kecepatan dengan dua nilai diameter dan kecepatan *inlet* yang berbeda dengan bilangan *Reynolds* yang sama di 5×10^4 . Perbedaan nilai diameter dan kecepatan ditentukan sebagai pertimbangan di kondisi praktikal. Nilai kondisi praktikal kecepatan rata-rata fluida yang ditentukan memiliki nilai 1.315 *m/s* dengan diameter yang mengikuti bernilai 38.1 *mm*. Perbedaan nilai input simulasi tersebut tidak mempengaruhi nilai distribusi kecepatan melalui *orifice*.

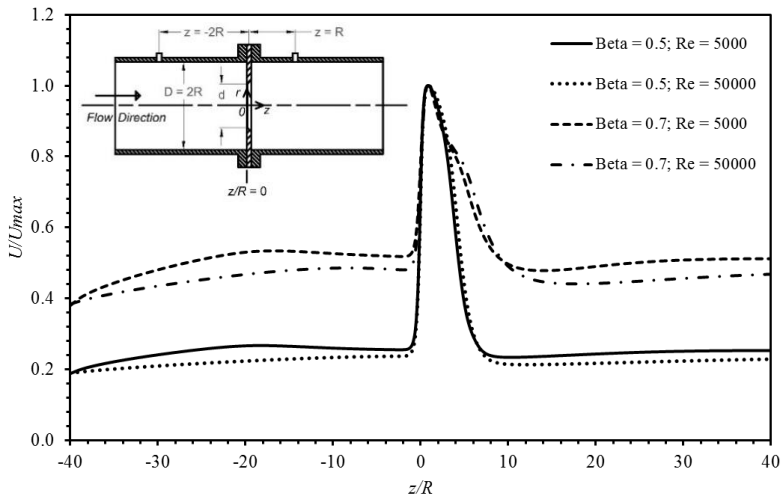
4.4 Distribusi Tekanan

Gambar 4.10 menampilkan distribusi tekanan pada *square edge orifice* dengan data eksperimen dari Nail (1991). Penurunan tekanan maksimum (*maximum pressure drop*), diindikasikan dengan penurunan *centerline static pressure*, pada $\beta = 0.5$ dan $\beta = 0.7$ bernilai lebih rendah pada $Re = 5 \times 10^3$ dibandingkan dengan $Re = 5 \times 10^4$. Sementara itu, pada $Re = 5 \times 10^3$ dan $Re = 5 \times 10^4$, *maximum pressure drop* pada $\beta = 0.5$ bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan $\beta = 0.7$.

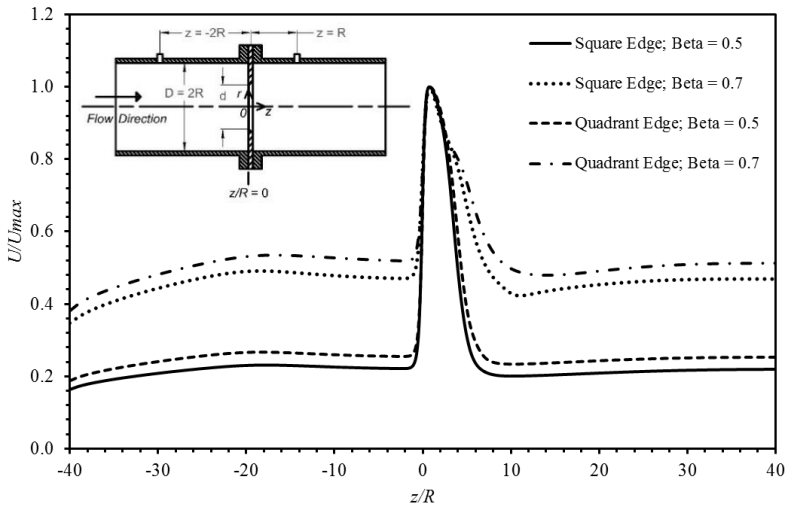
Grafik *maximum pressure drop* pada *quadrant edge orifice* memiliki *trendline* serupa dengan *square edge orifice*, seperti ditunjukkan pada gambar 4.11. *Maximum pressure drop* pada $\beta = 0.5$ dan $\beta = 0.7$ bernilai lebih rendah untuk $Re = 5 \times 10^3$ dibandingkan dengan $Re = 5 \times 10^4$. Sementara itu, *maximum pressure drop* pada $Re = 5 \times 10^3$ dan $Re = 5 \times 10^4$ bernilai lebih tinggi untuk $\beta = 0.5$ dibandingkan dengan $\beta = 0.7$.



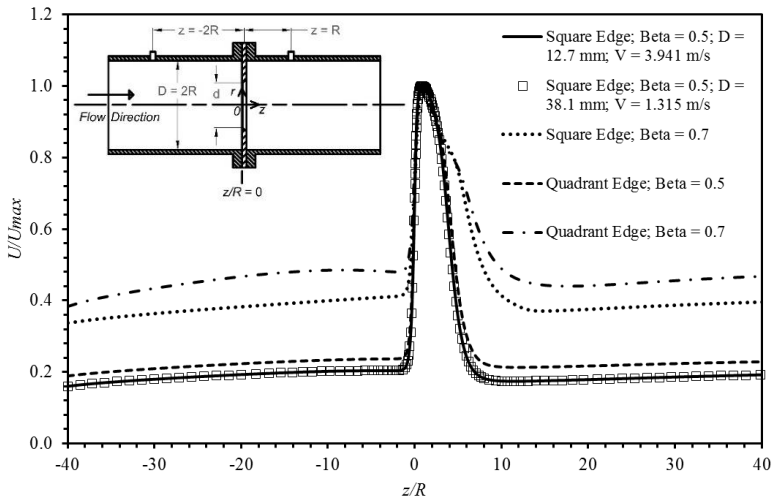
Gambar 4.4 Distribusi kecepatan pada *centerline square edge orifice* beserta validasi.



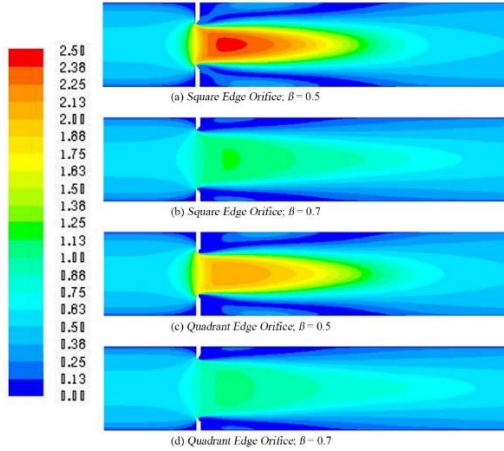
Gambar 4.5 Distribusi *centerline velocity quadrant edge orifice*.



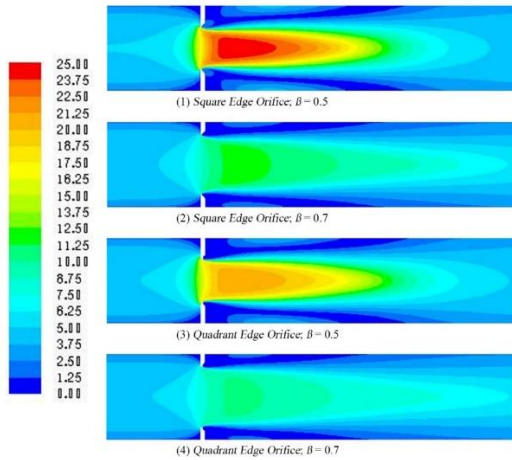
Gambar 4.6 Distribusi kecepatan pada *centerline orifice* pada $Re = 5 \times 10^3$.



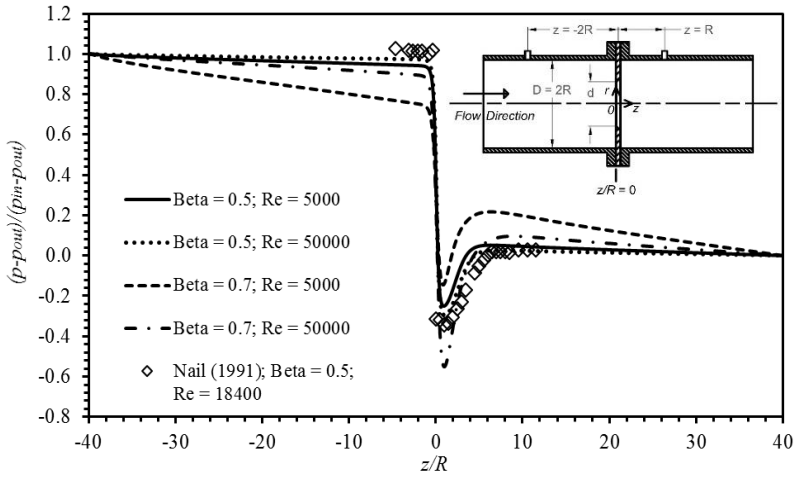
Gambar 4.7 Distribusi kecepatan pada *centerline orifice* pada $Re = 5 \times 10^4$.



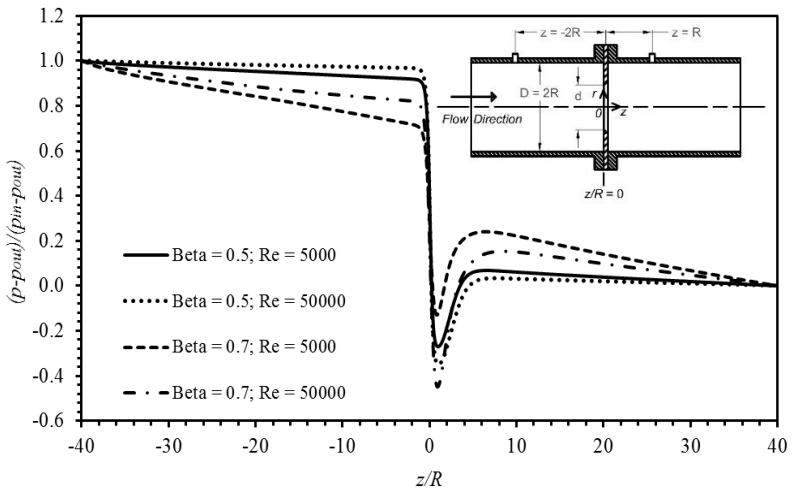
Gambar 4.8 Kontur kecepatan (m/s) pada *square edge orifice* $\beta = 0.5$ (a) dan 0.7 (b) dan *quadrant edge orifice* $\beta = 0.5$ (c) dan 0.7 (d) pada $Re = 5 \times 10^3$.



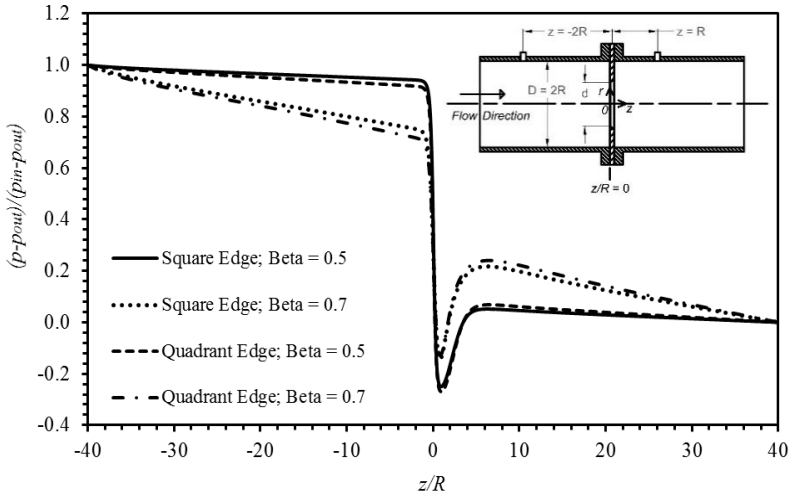
Gambar 4.9 Kontur kecepatan (m/s) pada *square edge orifice* $\beta = 0.5$ (a) dan 0.7 (b) dan *quadrant edge orifice* $\beta = 0.5$ (c) dan 0.7 (d) pada $Re = 5 \times 10^4$.



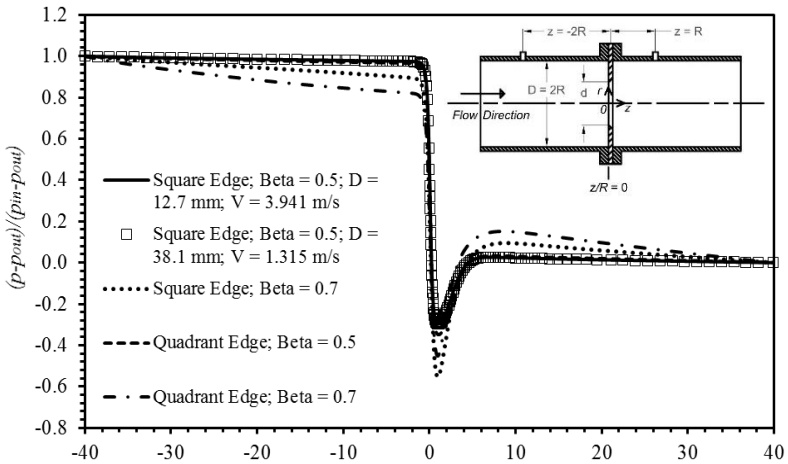
Gambar 4.10 Distribusi *centerline static pressure square edge orifice* beserta validasi.



Gambar 4.11 Distribusi *centerline static pressure quadrant edge orifice*.



Gambar 4.12 Distribusi *centerline static pressure orifice* pada $Re = 5 \times 10^3$.



Gambar 4.13 Distribusi *centerline static pressure orifice* pada $Re = 5 \times 10^4$.

Distribusi tekanan pada *square edge orifice* berbeda dengan *quadrant edge orifice*, seperti ditunjukkan pada gambar 4.12 untuk bilangan $Re = 5 \times 10^3$ dan gambar 4.13 untuk bilangan $Re = 5 \times 10^4$. *Quadrant edge orifice* menghasilkan *maximum pressure drop* lebih rendah rata-rata 25.73 % dibandingkan dengan *square edge orifice* di $\beta=0.5$; 0.7 dan $Re = 5 \times 10^3$; 5×10^4 . Hal tersebut terjadi karena *quadrant edge orifice* memiliki *maximum centerline velocity* yang lebih rendah dari *square edge orifice*, sesuai dengan hukum *Bernoulli*. Gambar 4.13 juga menunjukkan bahwa perbedaan input simulasi di bilangan *Reynolds* yang sama tidak mempengaruhi distribusi tekanan melalui *orifice*. Perbedaan nilai input berdasarkan pertimbangan kondisi praktikal dengan nilai kecepatan rata rata adalah 1.315m/s dan diameter pipa mengikuti dengan nilai 38.1 mm .

4.5 Vena Contracta & Reattachment Point

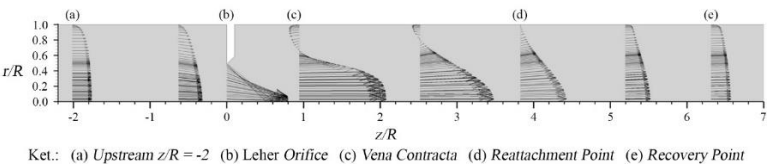
Luasan dan lokasi terjadinya *vena contracta* yang dihasilkan setiap geometri *orifice* dan bilangan *Reynolds* berbeda, yang diakibatkan oleh perbedaan nilai *maximum centerline velocity* dan *maximum pressure drop*. Tabel 4.2 menunjukkan bahwa semakin besar rasio diameter (β), semakin dekat lokasi terjadinya *vena contracta* dari *orifice*; dan semakin besar bilangan *Reynolds*, semakin jauh lokasi *vena contracta* dari *orifice*. *Vena contracta* pada *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice* tidak terlalu jauh perbedaan lokasinya. Akan tetapi, lokasi tersebut tidak jauh dari $z = R$ atau $\frac{1}{2}D$ sehingga banyak literatur mengenai penelitian secara eksperimental yang merekomendasikan lokasi *pressure tap* pada *downstream* berjarak $\frac{1}{2}D$.

Proses terjadinya *vena contracta* terlihat pada gambar 4.14. Gambar 4.14 merupakan kasus pada *square edge orifice* dengan $\beta = 0.5$ dan $Re = 5 \times 10^3$. Aliran diawali di *upstream orifice* pada gambar 4.14(a) dimana kecepatan di *centerline* maksimum dan di dinding pipa tidak mempunyai kecepatan. Peletakan posisi *pressure tap* untuk pengukuran tekanan bagian *upstream* pada lokasi di gambar 4.14(a). Saat mendekati leher *orifice*, *centerline*

velocity semakin meningkat bila dibandingkan dengan kecepatan di dekat *wall*. Saat melewati leher *orifice*, dalam hal ini *square edge orifice*, aliran langsung terseparasi. Separasi menyebabkan terbentuknya *secondary flow* berupa *vortex* pada *downstream orifice*. *Vortex* yang terjadi seakan-akan membuat aliran yang mengalir melewati penampang lebih kecil, yang disebut dengan *vena contracta*. *Vena contracta* ditunjukkan pada gambar 4.14(c). Visualisasi *vortex* dan lokasi *vena contracta* pada *downstream orifice* ditunjukkan secara kualitatif pada gambar 4.15, gambar 4.16, dan gambar 4.17.

Tabel 4.2 Lokasi *vena contracta* dan *reattachment point*.

Geometri	β	Re	Vena Contracta		Reattachment Point	
			$z\ (m)$	z/R	$z\ (m)$	z/R
Square Edge Orifice	0.5	5×10^3	0.2600	0.942	0.2783	3.826
		5×10^4	0.2605	1.018	0.2800	4.094
	0.7	5×10^3	0.2592	0.823	0.2691	2.374
		5×10^4	0.2601	0.967	0.2719	2.817
Quadrant Edge Orifice	0.5	5×10^3	0.2603	0.993	0.2783	3.826
		5×10^4	0.2606	1.045	0.2795	4.009
	0.7	5×10^3	0.2595	0.870	0.2689	2.343
		5×10^4	0.2602	0.976	0.2700	2.520

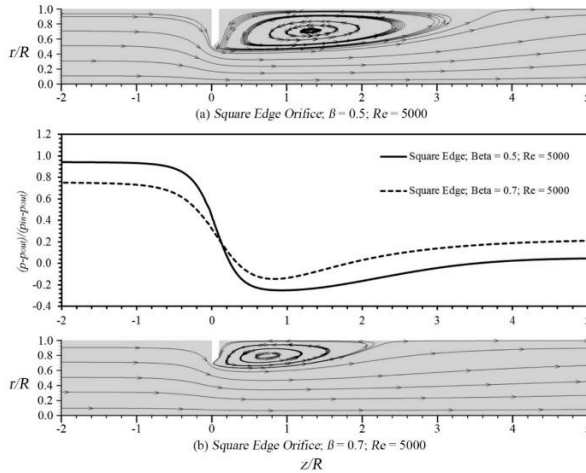


Gambar 4.14 *Velocity profile* melewati *orifice* (*Square edge orifice*; $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^3$).

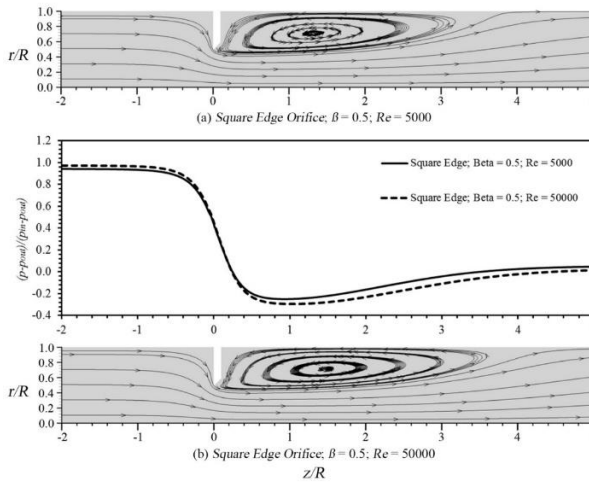
Aliran yang terseparasi di *downstream orifice* akan kembali memenuhi seluruh penampang pipa, ditunjukkan dengan *streamline* yang bertemu dengan dinding pipa pada gambar 4.15, gambar 4.16, dan gambar 4.17. Ditinjau dari *velocity profile*, lokasi tersebut merupakan lokasi *secondary flow* berakhir atau disebut juga *reattachment point* (gambar 4.14(d)). Lokasi *reattachment point* pada variasi bilangan *Reynolds* dan diameter berbeda-beda, ditunjukkan secara kuantitatif pada tabel 4.2. Semakin besar bilangan *Reynolds*, semakin jauh lokasi *reattachment point* dari *orifice*. Semakin besar rasio diameter *orifice*, semakin dekat lokasi *reattachment point* dari *orifice*. Lokasi *reattachment point* pada *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice* tidak memiliki perbedaan yang cukup signifikan.

Pada *reattachment point*, bentuk profil kecepatan belum kembali seperti ketika di posisi *upstream* dan tekanan aliran belum sepenuhnya pulih (mencapai *recovery*). Aliran akan mencapai kondisi tersebut pada jarak tertentu (*recovery point*) setelah melewati *reattachment point*. *Recovery point* dapat dilihat secara kualitatif pada gambar 4.14(e) dan secara kuantitatif pada tabel 4.3. *Recovery point* akan dibahas pada subbab selanjutnya dan untuk mengetahui *permanent pressure loss* pada *orifice*.

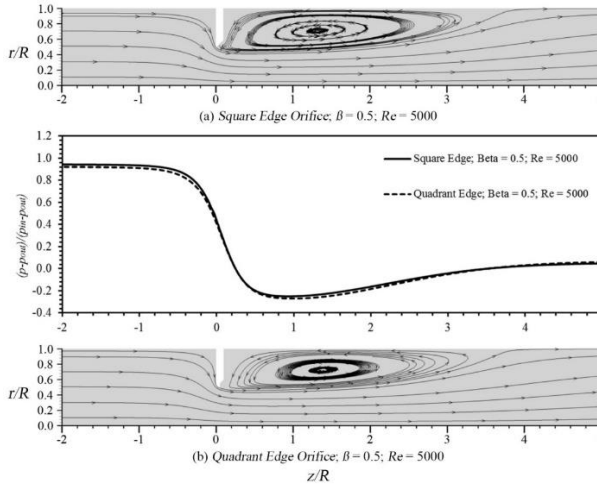
Gambar 4.18 menunjukkan kontur kecepatan dan vektor kecepatan pada *vena contracta* dilihat dari sisi penampang pipa. Terdapat dua kecepatan radial yang berasal dari dekat dinding pipa dan pusat pipa. Daerah dekat dinding pipa, disebut juga daerah *secondary flow*, memiliki kecepatan radial yang mengarah ke pusat pipa. Sementara itu, daerah pusat pipa sebagai daerah *vena contracta* memiliki kecepatan radial dengan arah menyebar keluar. Dalam hal ini, tidak ada kecepatan tangensial yang tegak lurus dengan kecepatan radial. Hal ini dikarenakan aliran melewati medan aliran yang simetris.



Gambar 4.15 *Streamline* dan distribusi tekanan di komparasi rasio diameter (β) orifice



Gambar 4.16 *Streamline* dan distribusi tekanan di komparasi bilangan *Reynolds* pada orifice



Gambar 4.17 *Streamline* dan distribusi tekanan di komparasi geometri orifice

4.6 Permanent Pressure Loss & Loss Coefficient (K_L)

Tabel 4.3 menunjukkan hasil *permanent pressure loss* pada setiap variasi. *Permanent pressure loss* ditampilkan dalam bentuk persentase dari *maximum pressure drop*. Perhitungan pada tabel 4.3 menggunakan persamaan sebagai berikut:

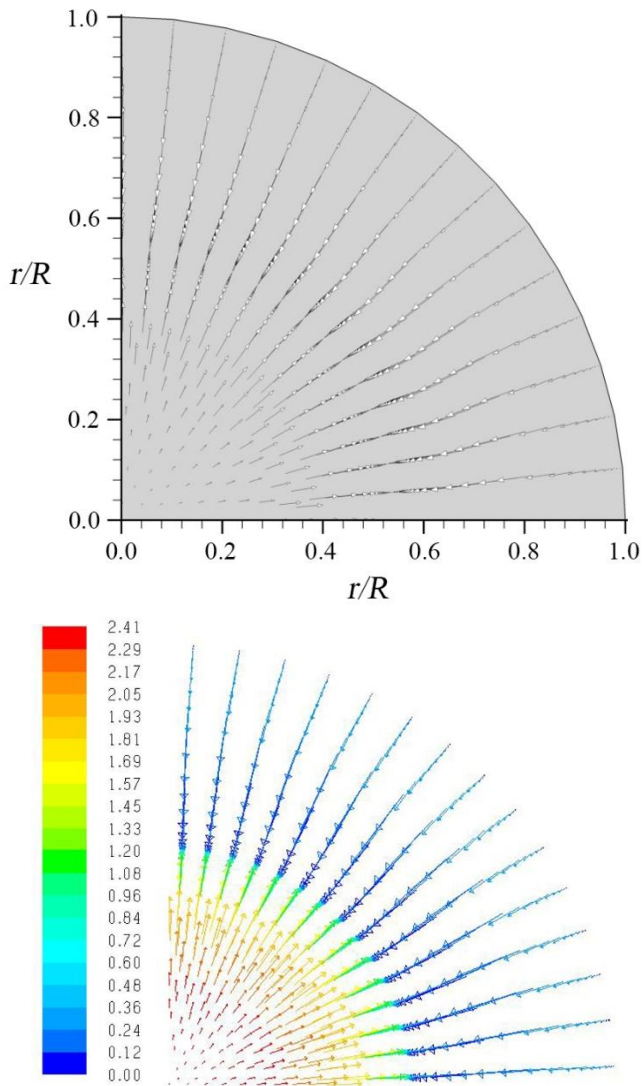
$$\frac{\text{Permanent Pressure Loss}}{\text{Maximum Pressure Drop}} (\%) = \frac{p_{\text{upstream}(D)} - p_{\text{precovery point}}}{\Delta p_{\text{max}}} \times 100\% \quad (4.2)$$

$p_{\text{upstream}(-2z/R)}$ = Tekanan *upstream* di *upstream* ($z/R = -2$) (Pa)

$p_{\text{precovery point}}$ = Tekanan *downstream* di *recovery point* (Pa)

$\Delta p_{\text{max}} = p_{\text{upstream}((-2z/R))} - p_{\text{vena contracta}} = \text{Max. pressure drop}$ (Pa)

$p_{\text{vena contracta}}$ = Tekanan *downstream* di *vena contracta* (Pa)



Gambar 4.18 Vektor kecepatan (m/s) dan pada *vena contracta* square edge orifice; $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^4$.

Tabel 4.3 Lokasi *recovery point* dan *permanent pressure loss* dengan referensi *centerline pressure* dan *wall pressure* beserta validasi.

Geometri	β	Re	Recovery Point		Miller (1996) ($f(\beta)$)	Centerline	Wall
			z (m)	z/R	Permanent Pressure Loss/ Maximum Pressure Drop (%)		
Square Edge Orifice	0.5	5×10^3	0.2941	6.313	73.0	74.7	73.4
		5×10^4	0.2992	7.127		74.6	73.6
	0.7	5×10^3	0.2941	6.313	52.2	59.6	56.1
		5×10^4	0.3105	8.901		55.2	52.9
Quadrant Edge Orifice	0.5	5×10^3	0.2955	6.536	-	71.5	70.3
		5×10^4	0.3016	7.504		71.0	70.0
	0.7	5×10^3	0.2955	6.536	-	56.3	52.9
		5×10^4	0.3125	9.213		52.6	49.7

Perhitungan *permanent pressure loss* menggunakan dua referensi tekanan, yaitu: *centerline pressure* dan *wall pressure*. Aliran pada penampang tertentu yang memiliki *streamline* lurus akan memiliki tekanan yang sama pada penampang yang sama sesuai hukum *Bernoulli*. Akan tetapi pada kasus ini, terdapat *secondary flow* berupa *vortex* di daerah *downstream* sehingga terjadi perbedaan nilai tekanan. Perbedaan tekanan tersebut dapat dilihat pada kontur tekanan di gambar 4.19. Berdasarkan perbandingan kedua tekanan referensi, perbedaan nilai *permanent pressure loss* tidak terlalu signifikan dengan rata-rata perbedaan 2.1%.

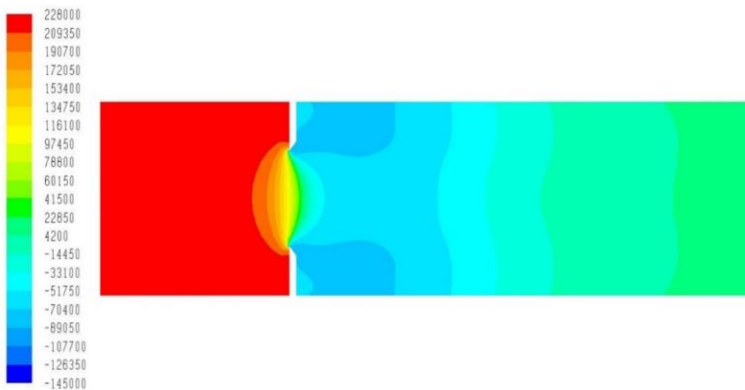
Lokasi referensi tekanan *recovery*, atau disebut juga *recovery point*, berbeda pada setiap variasi. Terlihat pada tabel 4.3 bahwa tekanan mengalami *recovery* tercepat pada *square edge orifice* dengan $\beta = 0.5$; 0.7, $Re = 5 \times 10^3$ dan nilai $z/R = 6.313$.

Recovery point terjauh dimiliki oleh *square edge orifice* pada $\beta = 0.7$ dan $Re = 5 \times 10^4$. Jika dibandingkan antara geometri *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice*, *recovery point* dari *quadrant edge orifice* lebih jauh dibandingkan dengan *square edge orifice*, tetapi perbedaan tersebut tidak terlalu signifikan.

Hasil simulasi nilai *permanent pressure loss* kembali divalidasi dengan perhitungan analitis (Miller, 1996) menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{\text{Permanent pressure loss}}{\text{Maximum pressure drop}} (\%) = (1 - 0.24\beta - 0.52\beta^2 - 0.16\beta^3) \times 100\% \quad (4.3)$$

Persamaan 4.3 menyatakan bahwa *permanent pressure loss* merupakan fungsi rasio diameter sehingga bilangan *Reynolds* bukan merupakan parameter yang signifikan. Hal tersebut didukung oleh hasil simulasi: perbedaan nilai *permanent pressure loss* berdasarkan perhitungan analitis memiliki rata rata perbedaan 0.29% dan pada $\beta = 0.7$ memiliki perbedaan 3.61%.



Gambar 4.19 Kontur tekanan (Pa) *square edge orifice*; $\beta = 0.5$;
 $Re = 5 \times 10^4$.

Permanent pressure loss pada *quadrant edge orifice* bernilai lebih rendah dibandingkan dengan *square edge orifice*. Perbedaan

permanent pressure loss terbesar terjadi pada $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^4$ dengan perbedaan nilai rata-rata 3.61%, sedangkan perbedaan *permanent pressure loss* terkecil terjadi pada $\beta = 0.7$; $Re = 5 \times 10^4$ dengan perbedaan nilai rata-rata sebesar 2.96%. Hal tersebut terjadi karena separasi aliran pada *quadrant edge orifice* tertunda hingga akhir leher sehingga aliran masih memiliki momentum yang cukup untuk melawan *adverse pressure* yang menyebabkan *vortex* pada daerah *downstream orifice*. Karena masih adanya momentum pada aliran yang melewati *orifice*, luasan *vena contracta* semakin besar dan *reattachment point* sedikit maju lebih dekat dengan *orifice* yang berpengaruh juga terhadap lokasi *recovery point*.

Tabel 4.4. menunjukkan hasil *loss coefficient* (K_L) setiap variasi. Nilai *loss coefficient* (K_L) diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$K_L = \frac{2h_{lm}}{\bar{V}^2} = \frac{2\Delta p_{loss}}{\frac{\rho}{\bar{V}^2}} \quad (4.4)$$

K_L	= Loss Coefficient
h_{lm}	= Headloss minor
\bar{V}	= Kecepatan rata-rata aliran
Δp_{loss}	= Pressure loss

Persamaan 4.4 menghasilkan nilai K_L yang berbeda untuk *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice*. *Loss coefficient* (K_L) pada *square edge orifice* dengan $\beta = 0.5$ dan $\beta = 0.7$ mengalami peningkatan seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*, sedangkan pada *quadrant edge orifice* mengalami penurunan. Secara keseluruhan, *loss coefficient* (K_L) pada *quadrant edge orifice* memiliki nilai lebih kecil dibandingkan dengan *square edge orifice* dan nilai *loss coefficient* (K_L) pada $\beta = 0.5$ lebih tinggi dibandingkan pada $\beta = 0.7$.

Tabel 4.4 Nilai *loss coefficient* (K_L) setiap variasi.

Geometri	β	Re	Loss Coefficient (K_L)
<i>Square Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	1.69
		5×10^4	1.75
	0.7	5×10^3	0.94
		5×10^4	0.96
<i>Quadrant Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	1.20
		5×10^4	1.18
	0.7	5×10^3	0.70
		5×10^4	0.67

4.7 Discharge Coefficient (C_d) & Flow Coefficient (K)

Tabel 4.5 menampilkan hasil perhitungan *discharge coefficient* (C_d) dari setiap variasi. Tabel tersebut juga menampilkan data validasi berdasarkan perhitungan analitis ISO 5167-2 (2013) untuk *orifice* standar atau *square edge orifice*. Perhitungan analitis menggunakan persamaan 2.12 dengan asumsi *pressure tap* berada di $z/R = -2$ dan $z/R = 1$. Perhitungan hasil simulasi menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$C_d = \frac{Q\sqrt{1-\beta^4}}{A_o\sqrt{2\frac{\Delta P_{max}}{\rho}}} \quad (4.5)$$

Perhitungan *discharge coefficient* (C_d) juga menggunakan *centerline pressure* dan *wall pressure* sebagai tekanan referensi. Dari dua tekanan tersebut, terdapat perbedaan nilai yang tidak terlalu signifikan dengan rata-rata perbedaan sebesar 1.2%. Jika dibandingkan dengan hasil perhitungan analitis, nilai perhitungan simulasi sudah sesuai dengan perbedaan nilai rata-rata hanya 2%.

Tabel 4.5 *Discharge coefficient* (C_d) dengan referensi *centerline pressure* dan *wall pressure* beserta validasi.

Geometri	β	Re	<i>Discharge Coefficient</i> (C_d)		
			<i>ISO 5167-2</i> ($-2z/R$; $1z/R$)	<i>Centerline</i>	<i>Wall</i>
<i>Square Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	0.630	0.644	0.639
		5×10^4	0.608	0.633	0.628
	0.7	5×10^3	0.670	0.693	0.673
		5×10^4	0.618	0.660	0.646
<i>Quadrant Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	-	0.747	0.741
		5×10^4	-	0.751	0.746
	0.7	5×10^3	-	0.781	0.757
		5×10^4	-	0.772	0.751

Berdasarkan tabel 4.5, kenaikan bilangan *Reynolds* menyebabkan nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *square edge orifice* semakin kecil. Berbeda halnya dengan *quadrant edge orifice*, yaitu semakin besar bilangan *Reynolds*, nilai *discharge coefficient* (C_d) tidak mengalami perubahan signifikan atau konstan dengan perbedaan rata-rata hanya 0.8%. Nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice* akan naik jika rasio diameter semakin besar, dan hal tersebut berlaku pada variasi bilangan *Reynolds* 5×10^3 dan 5×10^4 .

Tabel 4.5 juga menunjukkan bahwa *quadrant edge orifice* menghasilkan nilai *discharge coefficient* (C_d) lebih besar dari *square edge orifice*. Hal ini terjadi karena *quadrant edge orifice* memiliki luasan *vena contracta* lebih besar akibat separasi aliran yang tertunda hingga akhir leher *orifice*. Luasan *vena contracta* yang lebih besar menyebabkan tekanan minimum *quadrant edge orifice* lebih rendah dari *square edge orifice*.

Tabel 4.6 menampilkan hasil *flow coefficient* (K) dari setiap variasi. Nilai *flow coefficient* (K) diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$K = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} \quad (4.6)$$

K = *flow coefficient*

Persamaan 4.6 menghasilkan nilai yang tidak jauh berbeda dengan nilai *discharge coefficient* (C_d) Kenaikan bilangan *Reynolds* menyebabkan nilai *flow coefficient* (K) pada *square edge orifice* semakin kecil dan pada *quadrant edge orifice* tidak mengalami perubahan signifikan. Nilai *flow coefficient* (K) pada *square edge orifice* dan *quadrant edge orifice* naik jika rasio diameter semakin besar, dan hal tersebut berlaku pada variasi bilangan *Reynolds* 5×10^3 dan 5×10^4 .

Tabel 4.6 *Flow coefficient* (K) dengan referensi *centerline pressure* dan *wall pressure*.

Geometri	β	Re	<i>Flow Coefficient</i> (K)	
			<i>Centerline</i>	<i>Wall</i>
<i>Square Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	0.665	0.660
		5×10^4	0.653	0.649
	0.7	5×10^3	0.795	0.772
		5×10^4	0.757	0.742
<i>Quadrant Edge Orifice</i>	0.5	5×10^3	0.772	0.765
		5×10^4	0.776	0.770
	0.7	5×10^3	0.896	0.869
		5×10^4	0.886	0.862

BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian simulasi performa *flow meter* pada *square edge orifice* dan *quadrant orifice* dengan rasio diameter $\beta = 0.5$; 0.7 dan bilangan *Reynolds* 5×10^3 ; 5×10^4 menghasilkan beberapa kesimpulan yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

1. Kenaikan bilangan *Reynolds* menyebabkan nilai *discharge coefficient* (C_d) pada *square edge orifice* semakin kecil. Berbeda halnya dengan *quadrant edge orifice*, yaitu semakin besar bilangan *Reynolds*, nilai *discharge coefficient* (C_d) tidak mengalami perubahan signifikan atau konstan dengan perbedaan hanya 0.8% . *Quadrant edge orifice* menghasilkan nilai *discharge coefficient* (C_d) lebih besar dari *square edge orifice*.
2. *Permanent pressure loss* pada *quadrant edge orifice* bernilai lebih rendah dibandingkan dengan *square edge orifice*. Perbedaan *permanent pressure loss* terbesar terjadi pada $\beta = 0.5$; $Re = 5 \times 10^4$ dengan perbedaan nilai rata-rata 3.61% , sedangkan perbedaan *permanent pressure loss* terkecil terjadi pada $\beta = 0.7$; $Re = 5 \times 10^4$ dengan perbedaan nilai rata-rata sebesar 2.96% .
3. Nilai kecepatan maksimum pada *centerline* lebih tinggi pada $\beta = 0.5$ dibandingkan dengan $\beta = 0.7$ dan pada bilangan *Reynolds* 5×10^4 dibandingkan dengan 5×10^3 . *Quadrant edge orifice* menghasilkan kecepatan maksimum pada *centerline* lebih rendah 12.16% dibandingkan dengan *square edge orifice*. Nilai *maximum pressure drop* lebih tinggi pada $\beta = 0.5$ dibandingkan dengan $\beta = 0.7$ dan pada bilangan *Reynolds* 5×10^4 dibandingkan dengan 5×10^3 . *Quadrant edge orifice* menghasilkan *maximum pressure drop* lebih rendah rata-rata 25.73% dibandingkan dengan *square edge orifice*.

4. Lokasi *vena contracta* dan *reattachment point* akan berbeda di variasi rasio diameter (β) dan bilangan *Reynolds*. Perbedaan geometri pelat *orifice* tidak mempengaruhi lokasi *vena contracta* dan *reattachment point* secara signifikan.
5. Pelat *orifice* yang optimum digunakan pada bilangan *Reynolds* rendah adalah *quadrant edge orifice* karena *discharge coefficient* (C_d) yang dihasilkan konstan sehingga mudah dalam perhitungan kapasitas aliran aktual. *Quadrant edge orifice* juga menghasilkan *permanent pressure loss* lebih rendah dibandingkan *square edge orifice*.

5.2 Saran

Beberapa saran dapat diberikan setelah melakukan penelitian ini dan dapat dimanfaatkan sebagai pertimbangan dalam penelitian selanjutnya antara lain sebagai berikut:

1. Dapat dibandingkan lagi performa bentuk *orifice* yang lain seperti *conical edge orifice*, *eccentric orifice*, *segmental orifice*, dan lain-lain.
2. Dapat dilakukan penelitian secara eksperimental untuk memperkuat hasil dari penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Boom, R. J. (1991). *Flow Meter Evaluation*. ISA Annual Convention (pp. #91-0509). USA: ISA Conference Paper.
- Britton, C. L., & Stark, S. T. (1986). *New Data for the Quadrant-Edge Orifice*. International Symposium on Fluid Flow Measurement.
- Eiamsa-ard, S., Ridluan, A., Somravysin, P., & Promvonge, P. (2008). *Numerical Investigation of Turbulent Flow Through a Circular Orifice*. *KMITL Sci. J.*, 8(1).
- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2011). *Introduction to Fluid Mechanics* (8th ed.). New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- He, N., & Zhao, Z.-x. (2010). *Theoretical and Numerical Study of Hydraulic Characteristics of Orifice Energy Dissipator*. *Water Science and Engineering*, 3(2), 190-199.
- Hollingshead, C. L. (2011). *Discharge Coefficient Performance of Venturi, Standard Concentric Orifice Plate, V-Cone, and Wedge Flow Meters at Small Reynolds Numbers*. Utah: Utah State University.
- ISO. (2003). *Measurement of fluid flow by means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full - Part 2: Orifice plates (ISO 5167-2:2003)*. Brussels: CEN.
- Linford, A. (1961). *Flow Measurement & Meters* (2nd ed.). London: E. & F. N. Spon.
- Liptak, B. G. (2003). *Instrument Engineers' Handbook: Process Measurement and Analysis* (4th ed., Vol. I). Florida, USA: CRC PRESS.

- Miller, R. W. (1996). *Flow Measurement Engineering Handbook*. New York: McGraw-Hill.
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (4th ed.). Ames, Iowa, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Nail, G. (1991). *A Study 3-Dimensional Flow Through Orifice Meters*. USA: Texas A&M University.
- Septiadi, W. N. (2008). Studi Eksperimental *Orifice Flow Meter* dengan Variasi Tebal dan Posisi Pengukuran Beda Tekanan Aliran Melintasi *Orifice Plate*. Jurnal Ilmiah Teknik Mesin CAKRAM, 2(1), 61-68.
- Shah, M. S., Joshi, J. B., Kalsi, A. S., Prasad, C., & Shukla, D. S. (2014). *Analysis of Flow Through an Orifice Meter: CFD Simulation*. *Chemical Engineering Science*, 71(2012), 300-309.
- Singh, V., & Tharakan, T. J. (2015). *Numerical Simulations for Multi-Hole Orifice Flow Meter*. *Flow Measurement and Instrumentation*, [Accesed online 29/12/2016: <http://dx.doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2015.08.004>].
- White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics* (7th ed.). New York: McGraw-Hill.

BIODATA PENULIS



Reinaldhy Adithya Leopard Zakariya merupakan anak sulung dari tiga bersaudara dari keluarga bapak Ir. H. Zakariya. Penulis lahir di Bandung, 29 November 1995. Penulis memulai pendidikan di TK Al-Muhadjirin Bekasi. Penulis melanjutkan pendidikan dasar di SDIT Tariq bin Zhiyad Bekasi, pendidikan menengah di SMPI Al-Azhar 3 Bintaro, dan pendidikan menengah keatas di SMAN 90 Jakarta. Penulis lalu melanjutkan pendidikan tinggi sarjana pada tahun 2013 di Insitut Teknologi

Sepuluh Nopember Surabaya jurusan Teknik Mesin.

Semasa kuliah, penulis aktif di beberapa kegiatan. Pertama, penulis merupakan bagian dari ITS International Office sebagai *Volunteer* dari Agustus 2014 dan memegang jabatan *Coordinator of Media and Information Division* pada Agustus 2015 hingga Juli 2016. Kedua, penulis juga tergabung di *English Club* jurusan Teknik Mesin ITS yaitu Mechanical Engineering English Club (MEC) dari November 2014 dengan memegang posisi sebagai *Coordinator of External Division* pada tahun 2015-2016. Dan yang terakhir penulis aktif di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida dan memegang tanggung jawab sebagai *Laboratorium Assistant* pada tahun 2015-2017 dan *Laboratorium Coordinator* pada semester akhir yaitu tahun 2017. Penulis juga melakukan Tugas Akhir di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida.

Untuk informasi dan saran yang dibutuhkan dari dan kepada penulis dapat menghubungi penulis melalui email sebagai berikut: reinaldhyleo@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan